T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİNDE KILCAL BORU İLE BİRLİKTE ELEKTRONİK GENLEŞME VALFİ KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİ

Cem Berk TUZCU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Şubat, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİNDE KILCAL BORU İLE BİRLİKTE ELEKTRONİK GENLEŞME VALFİ KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİSİ

Cem Berk TUZCU tarafından hazırlanan tez çalışması 21.02.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr.Ebru MANCUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Kılcal Boru İle Birlikte Elektronik Genleşme Valfi Kullanımının Enerji Tüketimine Etkisi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Cem Berk TUZCU

İmza

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, tek kabinli ev tipi bir buzdolabı üzerinde elektronik genleşme valfi ile kısılma etkisinin değişimine bağlı çevrim davranışları incelenmiştir ve en iyi enerji performansını sağlayan kısılma etkileri için istatiksel bir analiz gerçekleştirilmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmam süresince bana her türlü yardım, bilgi ve tecrübeyi sağlayan kıymetli tez danışmanı hocam Sn. Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi borç bilirim.

Yaptığım tüm çalışmalarda hem bilgi hem de teknik ihtiyaç bakımından her türlü olanağı kullanmamı sağlayan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, bana bu imkanı tanıyan Sn. Dr. Emre OĞUZ'a, ve Sn. Dr. Serdar KOCATÜRK'e desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Çalışmamda baştan sona her türlü yardımı sağlayan, projelerimde ve iş hayatımda bana yararlı olabilecek birçok bilgi ve deneyimi paylaşan Sn. Gökmen PEKER'e, Sn. Mutlu İPEK'e çok teşekkür ederim.

Yaptığım deneysel çalışmalarda, deney düzeneğini oluşturmamda yardımcı olan, bu süre zarfında oluşan teknik problemlerin çözümünde katkıda bulunan, deneysel çalışmalar süresince tecrübelerini ve vaktini paylaşan Sn. Uğur CESUR'a çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca hem keyifli hem de sıkıntılı zamanları beraber geçirdiğim, arkadaşlıklarıyla bana her konuda destek veren ve yanımda olan Termodinamik & Sistem Bazlı Modelleme Teknoloji Ailesi çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Cem Berk TUZCU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii
KISALTMA LİSTESİ viii
ŞEKİL LİSTESİ ix
TABLO LİSTESİ xii
ÖZET xiii
ABSTRACT xv
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 22
1.3 Hipotez 23
2 BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVRİMİ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ 24
2.1 Enerji Tüketimi 24
2.2 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 25
2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ve Ev Tipi Buzdolapları 27
2.4 Soğutma Sisteminde Kısılma Elemanı Kullanımı 29
2.5 Elektronik genleşme Valfi 31
3 DENEYSEL ÇALIŞMA 33
3.1 Deney Hazırlığı 33
3.2 Deneyde Kullanılan Ekipmanlar 34
3.3 Deneysel Yöntem 43
3.4 Deneyden Alınan Sonuçlar 46
3.4.1 32 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler 46
3.4.2 16 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler 60
3.5 İstatistiksel Analiz ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması 74
3.5.1 İstatiksel Analiz 74
3.5.2 32 °C Deney Sonuçlarının İstatiksel Karşılaştırılması 75

3.5.3 16 °C Deney Sonuçlarının İstatiksel Karşılaştırılması 77

4 SONUÇ VE ÖNERİLER **81**

KAYNAKÇA **84**

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **86**

SİMGE LİSTESİ

P	Basınç
COP	Etkinlik Katsayısı
Ql	Kabinden çekilen Isı
LHX	Kılcal Boru Emiş Hattı Temas Bölgesi
Wg	Kompresör Gücü
Qh	Ortama Atılan Isı

KISALTMA LİSTESİ

VRF	Değişken Soğutucu Akışı
VRV	Değişken Soğutucu Hacmi
SLHX	Dönüş Hattı Isı Değiştiricisi
EEV	Elektronik Genleşme Valfi
EER	Enerji Verimliliği Oranı
HX	Isı Değiştirici
PI	Oransal-İntegral Denetleyici
PID	Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici
VTS	Veri Toplama Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Seri sistem soğutma çevrimi [1] 1
Şekil 1.2 Yarı paralel sistem soğutma çevrimi [1] 2
Şekil 1.3 Tam paralel sistem soğutma çevrimi [1] 3
Şekil 1.4 Kısılma elemanını gösteren lnP-h diyagramı [2] 4
Şekil 1.5 Deney düzeneği [3] **6**
Şekil 1.6 Değişken şarj ve çap miktarı için güç, soğutma kapasitesi değerleri [3] **7**
Şekil 1.7 İzobütan test düzeneği şematiği [5] **8**
Şekil 1.8 Açıklık oranlarına eşdeğer kılcal boru çapları [5] **9**
Şekil 1.9 Açıklık oranlarına karşılık gelen soğutma kapasitesi [5] **9**
Şekil 1.10 Deney düzeneği ve şarj verme sistemi [6] **10**
Şekil 1.11 Farklı valf pozisyonları için soğutma kapasitesi ve güç değerleri [6] **11**
Şekil 1.12 Farklı şarj miktarları için soğutma kapasitesi değerleri [6] **12**
Şekil 1.13 Farklı şarj ve kısılma miktarları için COP değerleri [6] **13**
Şekil 1.14 EEV tabanlı ejektör kullanılan buzdolabı sisteminin diyagramı [9] **17**
Şekil 1.15 EEV Tabanlı ejektörün şematik diyagramı [9] **17**
Şekil 1.16 Deneyde kullanılan prototip [10] **18**
Şekil 1.17 Farklı gazların kılcal boru uzunluğuna bağlı soğuma değişimi [10] **19**
Şekil 1.18 Test bölmesinin şematik gösterimi [11] **19**
Şekil 1.19 Ortalama kütle akış hızı değişimi etkileyen parametreler [11] **20**
Şekil 1.20 Test düzeneğinde kullanılan kılcal borular ve minikanal yoğuşturucu [12] . **21**
Şekil 2.1 Soğutucu akışkan için Ph diyagramı [17] **25**
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18] **26**
Şekil 2.3 Soğutma çevrimi genel yapısı [18] **27**
Şekil 2.4 İdeal olmayan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18] **27**
Şekil 2.5 Ev tipi buzdolabında kullanılan kılcal boru **29**
Şekil 2.6 Soğutma çevriminde kılcal boru konumu **29**
Şekil 2.7 Kılcal boru boyunca sıcaklık ve basınç dağılımı [19] **30**
Şekil 2.8 Elektronik genleşme valfi **32**
Şekil 3.1 Hedef prototip şeması **33**
Şekil 3.2 Deney düzeneğinde kullanılan taze gıda bölmeli buzdolabı **35**
Şekil 3.3 Prototip üzerinde kullanılan elektronik genleşme valfi **36**
Şekil 3.4 Prototipte kullanılan buharlaştırıcı görseli **36**

Şekil 3.5 Prototipte kullanılan yoğuşturucu görseli **37**
Şekil 3.6 Prototipte kullanılan kompresör görseli **37**
Şekil 3.7 Deneyde kullanılan buzdolabının soğutma sistemi **40**
Şekil 3.8 T tipi termokupl **41**
Şekil 3.9 Basınç transdüseri **42**
Şekil 3.10 Veri toplayıcı **42**
Şekil 3.11 Prototip şeması **43**
Şekil 3.12 Prototip soğutma sisteminde ideal lnp-h diyagramı **44**
Şekil 3.13 EN-62552 standardına göre prototip sıcaklık ölçüm noktaları **45**
Şekil 3.14 32 °C ortam sıcaklığı ve 3900 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **48**
Şekil 3.15 32 °C ortam sıcaklığı ve 3600 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **51**
Şekil 3.16 32 °C ortam sıcaklığı ve 3000 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **53**
Şekil 3.17 32 °C ortam sıcaklığı ve 2400 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **56**
Şekil 3.18 32 °C ortam sıcaklığı ve 1800 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **58**
Şekil 3.19 32 °C ortam sıcaklığı ve 1300 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **60**
Şekil 3.20 16 °C ortam sıcaklığı ve 3900 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **63**
Şekil 3.21 16 °C ortam sıcaklığı ve 3600 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **65**
Şekil 3.22 16 °C ortam sıcaklığı ve 3000 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **67**
Şekil 3.23 16 °C ortam sıcaklığı ve 2400 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **69**
Şekil 3.24 16 °C ortam sıcaklığı ve 1800 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **71**
Şekil 3.25 16 °C ortam sıcaklığı ve 1300 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi **74**
Şekil 3.26 32°C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin grafiği **75**
Şekil 3.27 32°C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin yüzdesel gösterimi **76**
Şekil 3.28 32°C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği **76**
Şekil 3.29 32 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği **77**
Şekil 3.30 16 °C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin grafiği **78**
Şekil 3.31 16 °C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin etki grafiği **78**

Şekil 3.32 16 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği **79**
Şekil 3.33 16 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği **79**

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Prototipte kullanılan kompresör kalorimetre ölçüm sonuçları 38

Tablo 3.2 Deneysel ölçüm çıktılarının belirsizlik değerleri 41

Tablo 3.3 Soğutma çevrimi termokupl ve basınç yerleşim kodlaması 43

Tablo 3.4 Test koşulları 45

Tablo 3.5 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 47

Tablo 3.6 3600 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 49

Tablo 3.7 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 51

Tablo 3.8 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 54

Tablo 3.9 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 56

Tablo 3.10 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 59

Tablo 3.11 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 61

Tablo 3.12 3600 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 63

Tablo 3.13 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 66

Tablo 3.14 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 68

Tablo 3.15 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 70

Tablo 3.16 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi 72

ÖZET

Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Kılcal Boru ile Birlikte Elektronik Genleşme Valfi Kullanımının Enerji Tüketimine Etkisi

Cem Berk TUZCU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Yaklaşık 4,5 milyar yaşında olan dünyada nüfusun hızla artması ve buna bağlı olarak mevcut enerji kaynaklarının azalmasıyla birlikte bu kaynakların daha verimli kullanılmasının önemi artmıştır. 21. yüzyılda teknolojinin sürekli gelişmesiyle üretilen yenilikçi ev aletlerinin kullanılması da yaygınlaşmıştır ve küresel elektrik tüketiminin %6'sına tekabül eden ev tipi buzdolaplarında enerji verimliliğindeki iyileşme daha da ön plana çıkmıştır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çeviriminin temelinde çalışan buzdolaplarında verimliliğini artırmak için çevrim bileşenlerini daha verimli kullanarak optimum COP (performans katsayısı) koşuluna getirmektir.

Bu çalışmada, belirli bir ev tipi buzdolabında tek bir kılcal boru yerine bir kılcal boru ile birlikte bir elektronik genleşme valfi kullanma olasılığını değerlendirmek için deneyler yapılmıştır. Uygun sistem basınç seviyeleri elde etmek ve ortam koşullarına göre enerji tüketiminde daha iyi bir geliştirme sağlamak için, ev tipi bir buzdolabında farklı açıklık oranlarına sahip bir elektronik genleşme valfi uygulanmıştır. Enerji tüketim yönetmeliği standardının (EN-62552) yeni versiyonunda belirtilen 16-32 °C ortam sıcaklıkları, elektronik genleşme vanasının 3 farklı açılma oranı ve 6 farklı kompresör hızına bağlı olarak enerji tüketim değerleri incelenmiştir. Deneyler 70 cm genişliğindeki ev tipi

buzdolabında tüm açıklık oranları ve kompresör hızları için yapılmıştır. Ayrıca kompresör hızının ve elektronik genleşme valfi kısılmalarının sistem performans parametreleri üzerindeki etkisi analiz edilmiştir.

Sonuçlar, 16 °C ve 32 °C ortam koşullarında enerji tüketimi açısından en iyi senaryoda aynı kompresör hızında farklı bir valf açıklık pozisyonunun mutlaka değiştirilmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Ayrıca ortam sıcaklığı veya kompresör hızı değiştirildiğinde, genleşme cihazının kısılması değiştirilerek soğutma performansının artırılabileceği görülmüştür. Elektronik valfine sahip soğutma sisteminin enerji tüketimi seviyesi açısından yaklaşık %2 oranında azaltılabileceği görülmüştür. Bu sonuçlar, enerji tüketim yönetmeliğinin yeni versiyonuna uygun olarak yüksek enerji verimliliği sınıfına sahip buzdolaplarının tasarlanmasında ön plana çıkmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, elektronik genleşme valfi, basınç düşümü, enerji tüketimi, enerji verimliliği, ev tipi buzdolabı.

ABSTRACT

The Effect of Using Electronic Expansion Valve with Capillary Tube on Energy Consumption in Vapor Compression Cycle

Cem Berk TUZCU

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

With the rapid increase in the population of the world, which is approximately 4.5 billion years old, and the resulting decrease in available energy resources, the importance of using these resources more efficiently has increased. In the 21st century, the use of innovative household appliances produced by the continuous development of technology has also become widespread, and the improvement in energy efficiency has come to the fore in household refrigerators, which correspond to 6% of global electricity consumption. In order to increase the efficiency of the refrigerators operating on the basis of the vapor compression cooling cycle, it is to use the cycle components more efficiently to bring them to the optimum COP (coefficient of performance) condition.

In this study, experiments have been conducted to evaluate the possibility of using an electronic expansion valve (EEV) together with a capillary tube instead of a sole capillary tube in a particular domestic refrigerator. To acquire appropriate system pressure levels and better enhancement in energy consumption with respect to ambient conditions, an electronic expansion valve with different opening ratios was implemented in a domestic refrigerator. Energy consumption values were investigated depending on 16-32 °C ambient temperatures specified in a new version of the energy consumption regulation standard (EN-62552), 3 different opening ratios of the electronic expansion valve, and 6

different compressor speeds. The experiments have been performed in the 70 cm wide household refrigerator for all opening ratios and compressor speeds. Also, the effect of the compressor speed and the electronic expansion valve restriction were analysed on the system performance parameters.

The results revealed that a different valve opening position at the same compressor speed is needed to be changed necessarily in the best-case scenario in terms of energy consumption at the 16 °C and 32° C ambient conditions. Furthermore, it was observed that, when the surrounding temperature or the compressor speed was changed, the cooling performance could be increased by varying the restriction of the expansion device. It was found that the refrigeration system with the electronic valve could be decreased by approximately 2% in terms of energy consumption level. These results come into prominence for designing high energy efficiency class refrigerators in line with the new version of the energy consumption regulations.

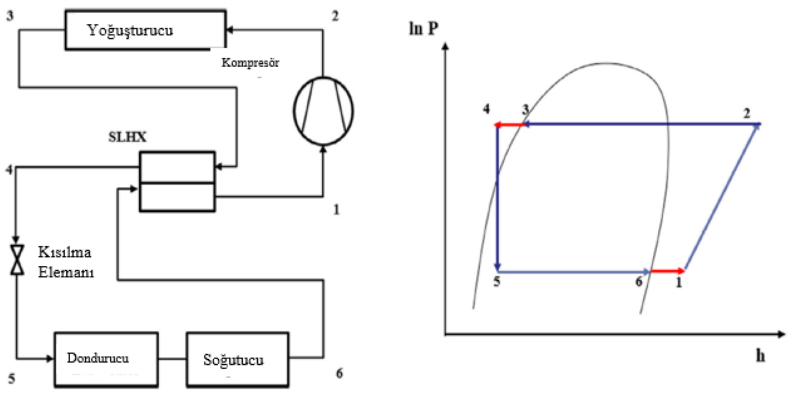
Keywords: Refrigeration, Electronic expansion valve, Pressure drop, Energy consumption, Energy efficiency, Household refrigerator.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bu bölümde ev tipi buzdolaplarında ya da diğer endüstriyel ürünlerde kullanılmakta olan soğutma çevrimlerindeki, farklı çalışma koşullarında kısılma elemanlarının kullanılmasıyla birlikte oluşan basınç düşümünün etkisini inceleyen ve elektronik genleşme valfi kullanımı üzerine yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Çalışmanın devamında buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde elektronik genleşme valfi çap değişimine bağlı değişen kısılma etkisi, çevre sıcaklığı, kompresör devri gibi değişkenlere bağlı olarak buzdolabının soğutma kapasitesi, buzdolabı çalışma oranı, güç değişimi ve enerji tüketimine etkisi üzerine yapılan çalışmalar araştırılarak irdelenmiştir.

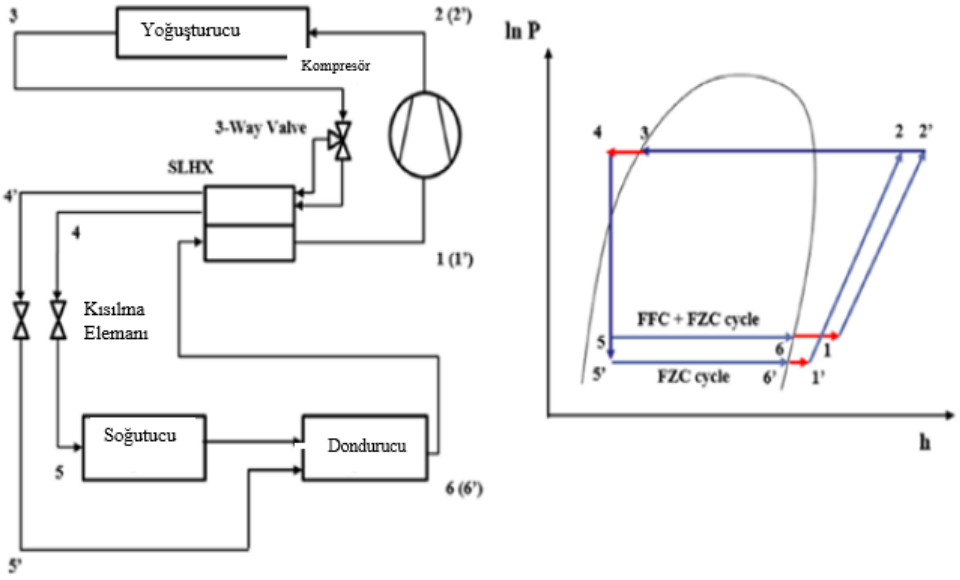
Seyoung Choi ve arkadaşları 2018 yılındaki çalışmalarında [1]; seri, yarı paralel ve tam paralel soğutma sistemlerini incelemişlerdir. İncelenen bu istemlerin geliştirilmesi gereken açık yönlerini saptamışlardır. Şekil 1.1'de çevrimin lnP-h diyagramı gösterilen bir klasik seri soğutma çevriminin sistem şeması verilmiştir. Buzdolaplarında kullanılan seri soğutma çevriminde kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucuda ısısını attıktan sonra genellikle kısılma elamanı olarak kullanılan kılcal borudan geçer. Sonra dondurucu ve soğutucu bölmelerindeki buharlaştırıcılardan geçerek emiş hattıyla birlikte kompresöre geri dönerek sistem çevrimini sonlandırır.



Şekil 1.1 Seri sistem soğutma çevrimi [1]

Bu sistemin en büyük dezavantajlarından birisi iki buharlaştırıcıyı da sırayla takip eden soğutucu akışkan bölmelerin ihtiyaç duyduğu buharlaşma sıcaklıkları tepki veremez ve neredeyse eşit sıcaklıklarda geçer. Bu sebeple verimlilik açısından istenilen değerlerin altındadır ve enerji tüketimini artırmaktadır.

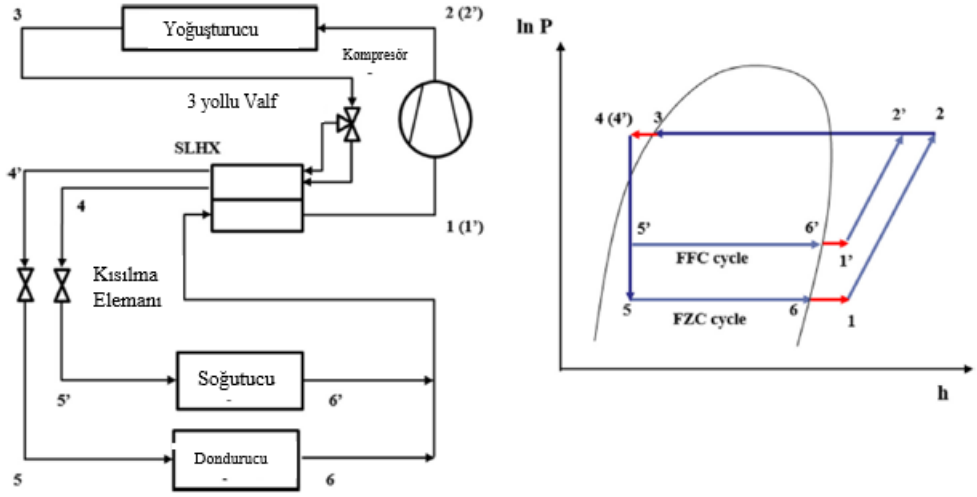
Şekil 1.2'de ise yarı paralel soğutma sistemi ve bu sistemin lnP-h diyagramı verilmiştir. Yarı paralel soğutma çevrimindeki çalışma prensibi yine seri soğutma sisteminde olduğu kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucudan geçtikten sonra 1 giriş 2 çıkışı bulunan 3 yollu vana sayesinde yönlendirilerek soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcına veya sadece dondurucu buharlaştırıcılarına girer.



Şekil 1.2 Yarı paralel sistem soğutma çevrimi [1]

Soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısından geçtiğinde emiş hattı ile kompresöre geri döner. Fakat Şekil 1.2'de gösterildiği gibi soğutucu bölmesi çevriminden geçen soğutucu akışkan soğutucu buharlaştırıcısından çıktıktan sonra seri olarak dondurucu buharlaştırıcısına geçerek emiş hattına bağlanır. Seri sisteme kıyasla daha yüksek soğutucu bölmesi buharlaşma sıcaklıkları elde edilebilmekte ve bu sayede performans artışı gözlenmektedir. Fakat soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısına da girdiği için buharlaşma sıcaklıkları istenilenden daha yüksek değer altında kalmaktadır. Bu da hala istenilen seviyede olmadığı ve sistemin geliştirmeye açık yönlerinin olduğunu ortaya koymaktadır.

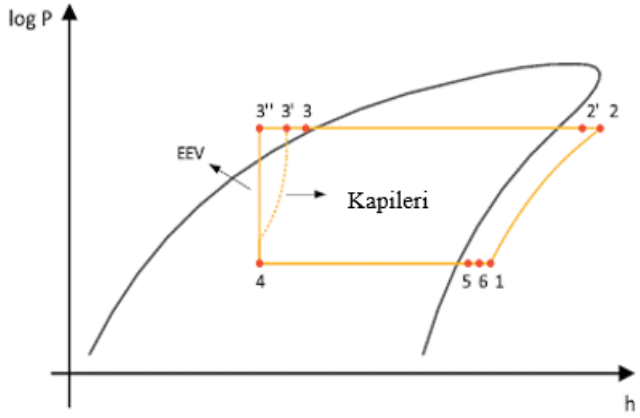
Tam paralel soğutma çevrimi ve lnP-h diyagramı şekil 1.3'te gösterilmiştir. Tam paralel soğutma çevrimlerinde öncelikle kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucudan çıktıktan sonra yarı paralel soğutma çevriminde olduğu gibi bir giriş, iki çıkışı bulunan üç yollu valf sayesinde yönlendirilerek istenilen bölme buharlaştırıcısına ulaşır.



Şekil 1.3 Tam paralel sistem soğutma çevrimi [1]

Soğutucu akışkan dondurucu buharlaştırıcısında ısısını attıktan sonra emiş hattı yolunu takip eder ve kompresöre ulaşır. Bu soğutma sistemlerinde çek valf kullanımın amacı soğutucu akışkanın tekrar dondurucu buharlaştırıcısına girişini engellemek için eklenmektedir. Bu çevrim yarı paralel soğutma sistemiyle kıyaslandığında soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcılarındaki buharlaşma sıcaklıklarını ayırmaktadır ve bu sayede performans artışı görülmektedir.Çalışmada belirtildiği üzere, iki bölme için farklı kılcal boruların kullanılmasıyla buharlaşma sıcaklıklarının farklılaştırılmasından kaynaklı enerji verimliliği iyileştirilmektedir.

Knabben ve arkadaşları 2020 yılındaki çalışmalarında [2], ev tipi bir buzdolabı üzerinde kılcal boru yerine elektronik genleşme valfinin, kısılma elemanı olarak kullanıldığı testler gerçekleştirerek çalışmalar yürütmüşlerdir. Ayrıca, yapılan bu çalışmalarla birlikte sistem performansını etkileyen parametrelerden olan, şarj miktarının ve kısılma açıklık oranlarının etkilerini simüle eden bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Şekil 1.4'de kılcal boru ve elektronik genleşme valfi (EEV), lnP-h diyagramı üzerindeki etkilerinin farkları gösterilmektedir.



Şekil 1.4 Kısılma elemanını gösteren lnP-h diyagramı [2]

Elektronik genleşme valfli buzdolabının, kılcal borulu buzdolabından daha yüksek bir enerji tüketimine sahip olmasının en büyük etkisi kullanılan valf kaynaklı fazladan termal yük gelmesindendir. Bununla birlikte, valften gelen fazladan yüke rağmen ısı eşanjörü uzunluğunu artırarak ve elektronik genleşme valfinin yaydığı ısıyı azaltarak, elektronik genleşme valfli sistemin, kılcal borulu sistemden %4 ile %9 arasında daha az enerji tükettiği sonuçlar elde edilmiştir.

Elektronik genleşme valfinin deneysel sonuçlarının yanında potansiyelini de değerlendirmek için, farklı koşullar altındaki sistemin performansının saptanabilmesi için matematiksel model kullanılmıştır. Elektronik genleşme valfi ile birlikte çalışan buzdolabı sistemin performansını değerlendirmek için, 16 ve 32 °C farklı ortam sıcaklıklarında 35 ile 65 gr arasında soğutucu akışkan şarj miktarı değişimleri ve %25 ile %95 arasında açıklık oranlarında kompresör hızları 2500 ile 3600 dev/dak olacak şekilde testler planlanmıştır. Kılcal boru ile monte edilmiş buzdolabı sistemi için iç çapı 0.55 ile 0.85 mm arasında değişen ancak kılcal boru uzunluğunun sabit tutulduğu bir test parametresi oluşturulmuştur ve analizler gerçekleştirilmiştir. Kılcal borulu sistemde, kompresör hızını 2500 dev/dak'dan 3600 dev/dak'a artırıldığı zaman ortam sıcaklığı değiştirilmeden kısılma valfinin daha küçük kısılmalara doğru kayma eğiliminde olduğu belirlenmiştir.

Elektronik genleşme valfli sistem için, 16 °C 'lik bir ortam sıcaklığı, 60 gr'lık bir soğutucu akışkan şarj miktarı ve 2500 dev/dak' lık bir kompresör hızı dikkate alındığında ise, %50'lik bir optimum valf açıklığına ihtiyaç duyulduğu gözlemlenmiştir. Ancak kompresör hızı 3600 dev/dak'a artırıldığında, yeni optimum açıklık %55 olması gerekmektedir. Bu sonuç ile birlikte, orijinal açıklığın

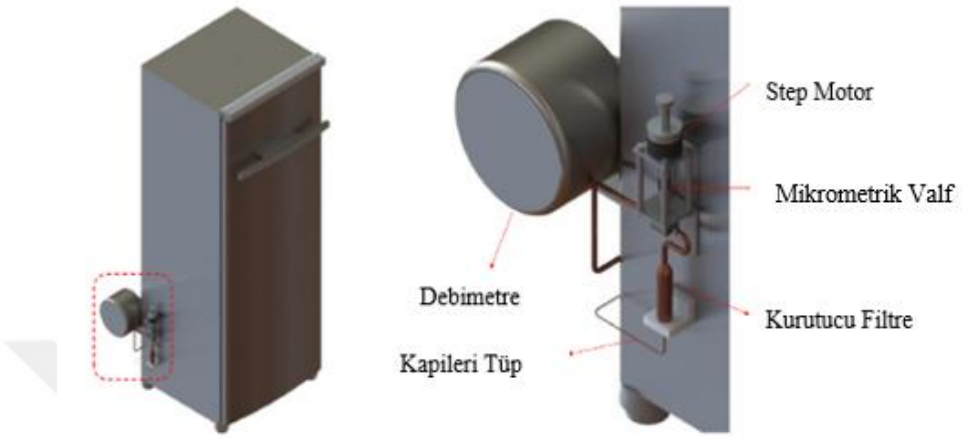
sürdürülmesi durumunda elde edilecek enerji tüketimine kıyasla %10'luk bir azalmayı temsil etmektedir.

Elektronik genleşme valfi (EEV) kullanarak ortam sıcaklığı veya hız değiştiğinde, kılcal borulu buzdolabı sistemlerinde kısılma elemanı sabit ve kısılma oranın değiştirilmesi mümkün olmadığından, elektronik genleşme valfi sistemlerde enerji tüketiminin azaltılabileceği saptanmıştır. Bu çalışmada ek olarak, kullanılan belirli bir buzdolabı modeli için, oldukça etkili bir dahili ısı eşanjörüne sahip bir sistemde ısı üretimi olmayan bir EEV kullanılması durumunda, %4 ile %9 arasında enerji tüketimine neden olabileceği belirlenmiştir. Son olarak yapılan analizlerin ürüne bağlı olduğu ve elde edilen enerji tüketimindeki farklılıkların başka bir buzdolabı modelinde benzer sonuçların elde edilemeyebileceği değerlendirilmiştir.

Fernando T. Knabben ve arkadaşları 2021 yılındaki çalışmasında [3] soğutucu akışkan şarjının, kısılma elemanının açıklık oranın, kompresör hızının ve bunların birleşik etkileşimlerinin bir ev tipi buzdolabının performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bu amaçla, 0,55 ila 0,85 mm arasında değişen iç çaplara sahip kılcal borulara eşdeğer bir aralıkta değiştirmek için bir buzdolabının kılcal borusuyla seri olarak bir mikrometrik valf sistemi kurulmuştur. Soğutucu şarjı manuel olarak 35 g'dan 65 g'a değiştirilirken, kompresör hızı 250 ile 450 dev/dk arasında ayarlanmıştır. Toplamda, 147'si 32 °C çevre sıcaklığında ve geri kalanı 16 °C'de olmak üzere toplam 294 durum için enerji tüketimi testi gerçekleştirilmiştir. Minimum enerji tüketimi her zaman en yüksek açıklık oranları için ulaşılsada, çeşitli soğutucu şarjı ve açıklık oranları kombinasyonları için düşük enerji tüketimlerinin elde edilebileceği fark edilmiştir. Soğutucu şarjı 42 gr'dan 52 gr'a çıkartılırken, kılcal boru çapını 0,64 mm'den 0,60 mm'ye daraltılınca enerji tüketiminde %3'lük bir azalmaya yol açtığı da doğrulanmıştır. Ayrıca, tek bir soğutucu akışkan şarjı ve eşdeğer çap kombinasyonunun, kompresör hızından bağımsız olarak tatmin edici performans seviyeleri sağladığı bulunmuştur. Son olarak, belirli bir kompresör hızı ve çevre sıcaklığı için tam bir enerji tüketim haritası oluşturmak için sadece 9 veri noktasının gerekli olacağı şekilde test sayısını azaltmak için bir yöntem önerilmiştir.

Yoğuşturucu ve kanatlı soğutucu buharlaştırıcısı kullanan bir 228 L hacme sahip dikey derin dondurucu buzdolabında, orijinalinde bulunan sabit devirli kompresör yerine değişken devirli kompresör yerleştirilerek, orijinal kılcal boru yerine orifisli

mikrometrik valf yerleştirilmiştir. Genleşme cihazının (kılcal boru), kısılması mikrometrik valf ile kontrol edilen step motor tarafından sağlanmaktadır. Şarj miktarını 5'er gramlık farklar ile ekleyerek deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında kullanılan deney düzeneği şekil 1.5'te gösterilmektedir.



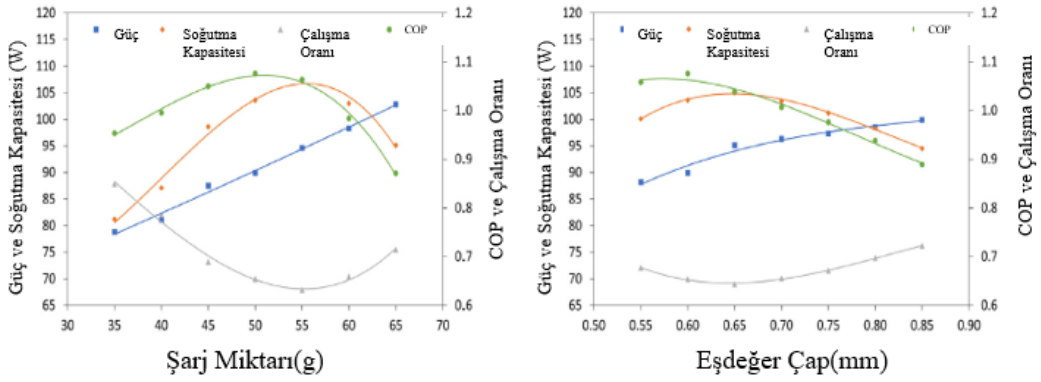
Şekil 1.5 Deney düzeneği [3]

Sıcaklık değerleri her rafa yerleştirilen T tipi ısıl çift (termokupl) ile, güç değeri wattmetre ile, yoğuşma ve buharlaşma basıncı kompresörün emme ve basma hattına yerleştirilen gerilim ölçer basınç transdüserleri ile ve kütlesel debi kompresör basma hattına yerleştirilen coriolis kütlesel debi ölçüm cihazı ile ölçülmektedir.

Buzdolabı, ısı odasına yerleştirilmiş olup sabit nem sıcaklıkta testler yapılmıştır. Buzdolabının kabin sıcaklığını -18 °C'de tutabilmek için kabin içerisine elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Dolabın ısı kazancı bulabilmek için, fan gücü ve kabini -18 °C 'de tutulabilmesi için gerekli ısıtıcının gücünün toplamından hesaplanır ve soğutma kapasitesi bulunur. Bu soğutma kapasitesi ile ısı kazancının oranlanması ile çalışma oranı, deneydeki kompresör gücü ve elde edilen bu çalışma oranı ile dolabın enerji tüketimi hesaplanır.

Sonuçlar bakıldığında; şarjı azaltmak ısı değiştiricisindeki soğutucu akışkan kütlesini azaltır, bununla birlikte yoğuşma ve buharlaşma basıncı azalır. Şarj eklenmesi sonucunda sistemde bulunan buharlaştırıcıda aşırı kızdırma azalmaktadır. Soğutma sistemine şarj eklenmesiyle kompresör girişindeki özgül hacim değeri düşer ve soğutma sistemin debisi artmaya başlar. Sistemde yetersiz şarj olduğu durumda ise buharlaştırıcıdaki aşırı kızdırılmış buhar soğutma

kapasitesini düşürür. Bu noktada enerji tüketiminde artma gözlemlenmesinin sebebi çalışma oranı artmasından kaynaklıdır. Buharlaştırıcıdaki şarj eklenmesi, aşırı kızdırılmış buharın sıfıra yaklaştırılmasını sağlayarak buharlaştırıcıyı doldurur. Bu durum, soğutma kapasitesini arttırır. Ancak, aşırı kızdırmanın sıfır olduğu noktadan sonra şarj eklenmesi, buharlaşma basıncını yükselterek buharlaşma sıcaklığı ile kabin arasındaki sıcaklık farkını düşürür. Bu da soğutma kapasitesinin azalmasına neden olur. En iyi performansın sağlandığı noktada, soğutma kapasitesinin en iyi olduğu durumdan biraz düşük olduğu ve aşırı kızdırmanın sıfır olmadığı bir noktadır. Şekil 1.6'da gösterildiği gibi, debi arttıkça kompresör gücü de artar.



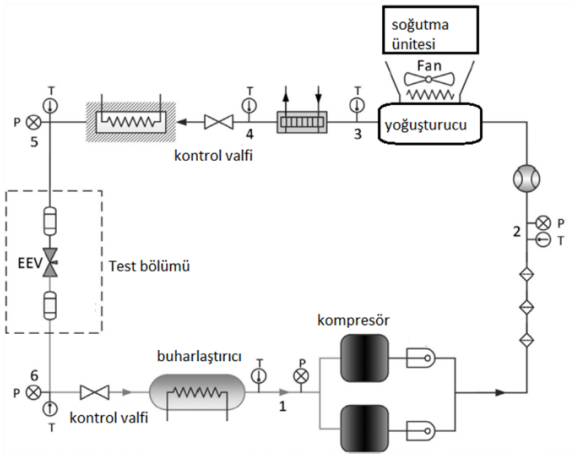
Şekil 1.6 Değişken şarj ve çap miktarı için güç, soğutma kapasitesi değerleri [3]

Sistemin çalışmasına olan etkilere bakıldığında, kısılmanın azaltılması soğutucu akışkan debisinde artışa neden olarak, buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırmayı azaltır. Ancak, debi ters yönde bir eğilim gösterirse, özgül soğutma etkisi azalır, bu da soğutma kapasitesinde artışa ve çalışma oranında azalmaya yol açar. Kısılma etkisi, şarj etkisi ile benzer bir davranış sergiler. Kısılmanın azaltılmasıyla güç sürekli olarak artar, soğutma kapasitesi en iyi noktaya ulaşır ve en iyi performans katsayısını sağlayan nokta, aşırı kızdırmanın sıfır olmadığı bir nokta ile çakışan konumda bulunur.

Jackson B. Marcinichen ve Claudio Melo, 2006 yılındaki çalışmalarında [4], iki bölmeli bir buzdolabının performansını değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilen deneylerde, kılcal boru ve elektronik genleşme valfi kullanılmıştır. Deney, farklı ortam sıcaklıkları (18°C, 32°C ve 43°C) ve kompresör hızları (2000 dev/dak, 3600 dev/dak ve 4500 dev/dak) parametrelerine bağlı olarak soğuma hızı ve enerji tüketimi değerlerini belirlemeyi amaçlamıştır. Kılcal boru, basit yapısı ve düşük

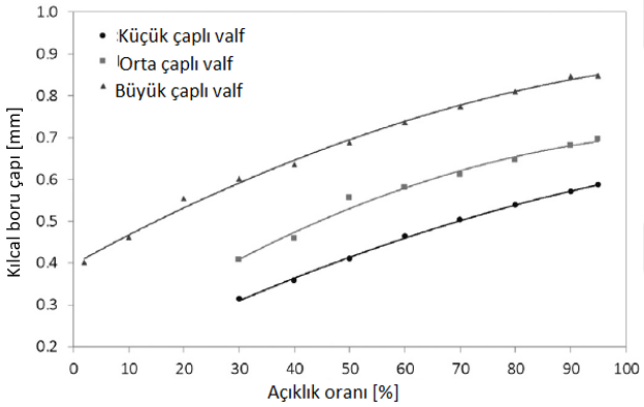
maliyeti ile dikkat çekerken, değişken soğutma yüklerine uyum sağlamada sınırlı kalmaktadır. Elektronik genleşme valfi, daha yüksek maliyetli olmasına rağmen sistemde değişen soğutma yüklerine daha iyi tekpi verebilmektedir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, elektronik genleşme valfi kullanan sistemde, özellikle yüksek soğutma yüklerinde, kılcal borulu sisteme göre daha düşük enerji tüketimi değerleri elde edilmiştir. Her iki sistemde de tüm ortam sıcaklıkları için soğuma hızlarının farkı ise ± %3 olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlar, elektronik genleşme valfinin enerji verimliliği açısından avantajlı olduğunu göstermektedir.

Fernando T. Knabben ve arkadaşları 2020 yılındaki çalışmalarında [5] çapları 0,19 mm'den küçük olan elektronik genleşme valflerinden geçen izobütan akışları analiz edilmektedir. Ev tipi buzdolapları için uygun üç valf seçildi ve uygulamalarda gözlenen koşullar altında izobütan ile test edilmiştir. Bu amaçla, sırasıyla 25 ve 45 °C ve -28 ve -10 °C arasındaki yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında çalışabilen, Şekil 1.7'de de gösterilen amaca yönelik bir kurulum yapılmışlarrdır. İlk olarak, en büyük çapa sahip valfin, iç çapları 0.40 ila 0.85 mm arasında olan 3 m uzunluğundaki kılcal borulara benzer şekilde davranabileceğini ortaya koymuşlardır. Ancak izobütan testleri ile ilgili olarak, valflerin aşırı soğumaya neredeyse hiç duyarlı olmadığı ve ev tipi soğutma koşullarında akışın muhtemelen tıkanacağı bulunmuştur. Son olarak, valf kütle akış hızını tahmin etmek için bir model öne sürülmüştür. Deneyler ve model tahminleri arasındaki uyum, %15 hata sınırları içinde 138 noktanın %94'ü ile teyit edilmiştir.

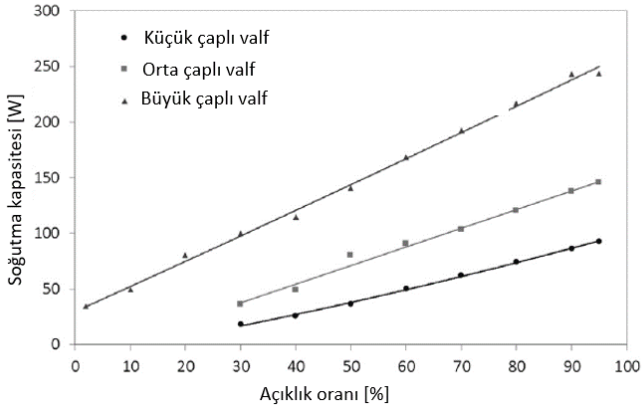


Şekil 1.7 İzobütan test düzeneği şematiği [5]

1, 2 ve 3 m uzunluğundaki kılcal borular dikkate alındığında, izobütan kullanılan ev tipi buzdolapları için %90 açıklık oranında en küçük ve orta büyüklükteki valfler, 0.57 ve 0.68 mm iç çapa eşdeğer kütle akışları üretirken, en büyük elektronik genleşme valfi 0.85 mm iç çaplı kılcal borulara eşit akış hızları sağlamıştır. Bu nedenle, orta büyüklükteki valfin davranışı, evsel uygulamalar için çok dar çaplara sahip kılcal borulara karşılık gelen en küçük çaplı valfin davranışına daha yakın bulunmuştur. En büyük çaplı valfi ise, pratikte bulunan kılcal boruların gibi davrandığından (iç çapları 0.55 ila 0.85 mm) en umut verici görülmüştür. Şekil 1.8'de valflerin açıklık oranlarına karşılık gelen kılcal boru çapları gösterilirken, şekil 1.9'da valflerin açıklık oranlarına karşılık gelen soğutma kapasiteleri verilmiştir.



Şekil 1.8 Açıklık oranlarına eşdeğer kılcal boru çapları [5]

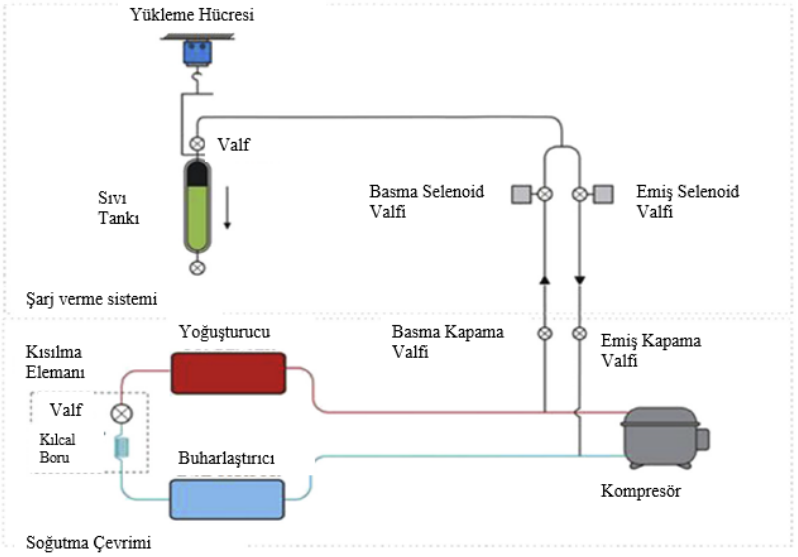


Şekil 1.9 Açıklık oranlarına karşılık gelen soğutma kapasitesi [5]

Joel Boeng ve Claudio Melo 2014 yılındaki çalışmalarında [6] hazırladıkları prototipte 0.62 mm'den 0.83 mm'e kadar değişen kılcal boru çaplarında 36.7 gram

ile 64.7 gram arası değiştirilen şarj kütlesiyle birlikte toplam 94 deney gerçekleştirmişlerdir.

Deney düzeneğinde, emme ve basma hattı arasına konumlandırılmış kontrol edilebilir bir şarj cihazı kullanılmıştır. Kısılma elemanının çapı, valf metre tarafından kontrol edilebilmektedir. Valf metre açıklığının değişmesine bağlı olarak, eş değer kılcal boru çapı da değişmektedir. Deneyin içerisinde, buharlaştırıcı olarak kanatlı borulu ısı değiştirici, yoğuşturucu olarak telli ısı değiştirici, kompresör ve kılcal borudan oluşan, 47 gram şarj miktarına sahip 407 L iki kapılı bir buzdolabı kullanılmaktadır.Deney düzeneği şeması şekil 1.10'da gösterilmektedir.



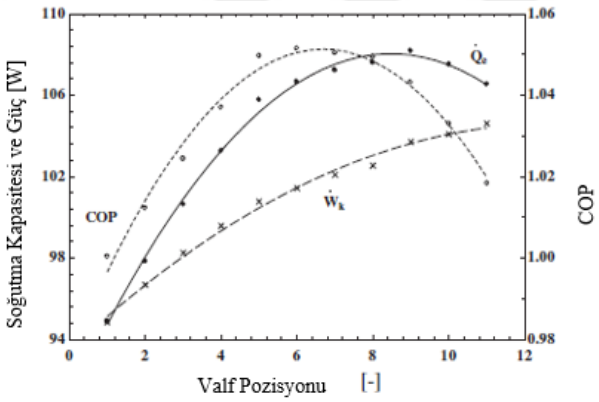
Şekil 1.10 Deney düzeneği ve şarj verme sistemi [6]

Deneyler, valf metrenin tamamen açık veya tamamen kapalı olduğu konumlar arasında değişen kısılma açıklıklarında gerçekleştirilmiştir. Her valf açıklığında sistemdeki şarj miktarı 3 gram artırılarak deneyler tekrarlanmıştır. Bu bağlamda, 0 değeri valfin en düşük çap değerini, 11 değeri ise kısılma elemanı çapının en yüksek olduğu değeri temsil etmektedir. Deneyler, taze gıda (soğutucu) bölmesi için 5 °C ve dondurucu bölme için -18 °C olarak belirlenen minimum şarj miktarıyla başlamış ve buharlaştırıcı çıkışında sıvı damlaları gözlemlenene kadar artırılmıştır. Deney sonuçları, Hermes ve arkadaşlarının 2013 yılında önerdikleri metodolojiye uygun olarak elde edilmiştir.

46.9 gram şarj miktarı için yapılan incelemede, kısılma elemanının çapının azalmasıyla birlikte kompresör işinin arttığı, ancak debinin azaldığı

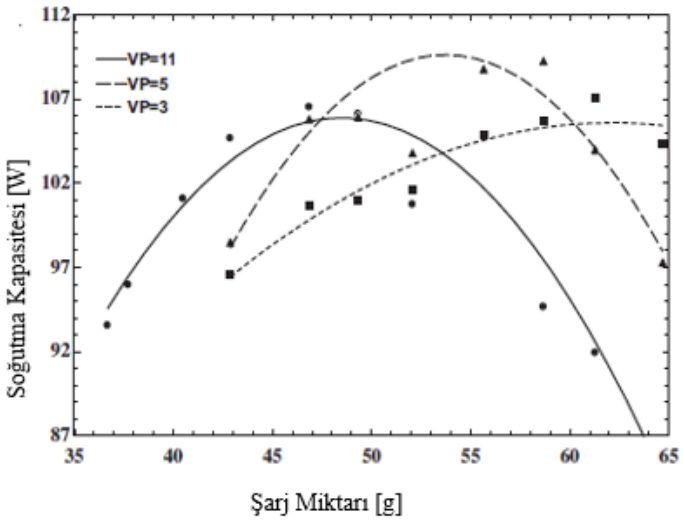
gözlemlenmiştir. Kısılma etkisinin artmasıyla soğutucu akışkan yoğuşturucuya yığılmış, buharlaştırıcı aç kalmış ve bu durum buharlaşma basıncının düşmesine, aşırı kızdırmanın azalmasına, ve dolayısıyla kompresör girişindeki özgül hacmin artmasına neden olmuştur; bu da debinin azalmasına yol açmıştır. Sistem basınç oranının artması, kompresör işini arttırmış ancak volumetrik verimi ve debiyi azaltmıştır.

Kompresör gücü, kompresör işi ile debinin çarpımıdır. Kısılma etkisinin artmasıyla birlikte kompresör gücü azalmıştır. Sisteme şarj eklenmesi, yoğuşma ve buharlaşma basınçlarını artırmış, aşırı kızdırmayı azaltmıştır. Bu etkiler, kompresör girişindeki özgül hacmin azalmasına yol açarak kütlesel debiyi artırmıştır.Farklı kısılma değerleri için soğutma kapasitesi değerleri şekil 1.11'de gösterilmektedir.



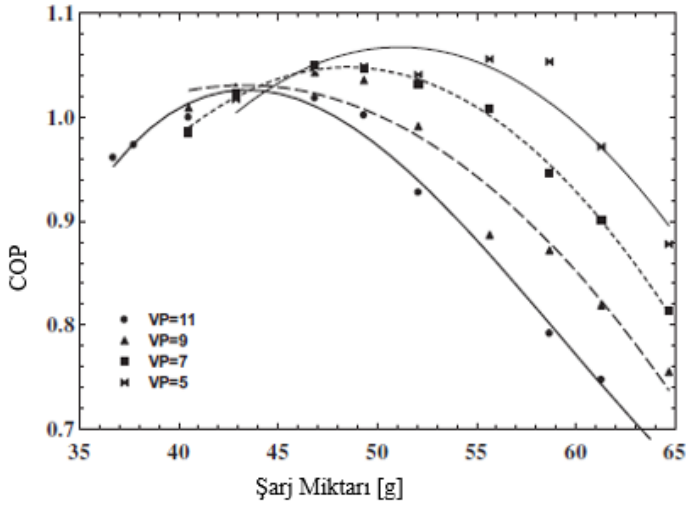
Şekil 1.11 Farklı valf pozisyonları için soğutma kapasitesi ve güç değerleri [6]

En düşük kısılma değeri için sonuçlar incelendiğinde, 36.7 gramın üzerine bir miktar şarj eklendiğinde buharlaştırıcı daha düzgün dolar ve soğutma kapasitesi artar. Fakat limit değere ulaştıktan sonra yoğuşturucuda yığılan soğutucu akışkan miktarı artar ve böylece sistem basıncı artar bunun sonucunda da kompresör gücü artar ve soğutma kapasitesi azalır. Kısılmanın artmasıyla birlikte maksimum kapasite için gerekli şarj miktarı artar. Değişen şarj miktarı için soğutma kapasitesinin değişimi şekil 1.12'de gösterilmektedir.



Şekil 1.12 Farklı şarj miktarları için soğutma kapasitesi değerleri [6]

Aşırı kızdırma minimum değere ulaşana kadar sisteme şarj eklemek soğutma kapasitesini arttırır. Bu değerden sonra sisteme şarj eklemek buharlaşma basıncını arttırır ve soğutma kapasitesini düşürür. Bu nedenle sisteme şarj eklendiğinde, soğutma kapasitesinde maksimumda tutabilmek adına buharlaşma basıncını arttırmak için kısılma arttırılmalıdır. Ayrıca kısılma arttıkça, maksimum performans katsayısı elde etmek için verilmesi gereken şarj miktarı da artar. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; yüksek kısılma kütlesel debiyi azaltır, kompresör basınç oranı düşer, soğutma kapasitesi düşer. Maksimum noktaya kadar düşük kompresör basınç oranı soğutma kapasitesini düşürmekte etkiliyken, bu noktadan sonra tam tersi bir etki gösterir. Knabben'nin 2021 yılındaki makalesiyle benzer şekilde, Maksimum performans katsayısı ile maksimum soğutma kapasitesi noktası çakışmaz. Belirli bir şarj miktarı için performans katsayısını maksimize eden kısılma değeri, soğutma kapasitesini maksimize eden kısılma değerinden düşüktür. Diğer bir deyişle belirli bir kısılma için performans katsayısını maksimize eden şarj miktarı soğutma kapasitesini maksimize eden şarj miktarından düşüktür. Farklı kısılma elemanı çapları için değiştirilen şarj miktarlarına bağlı performans katsayısı değerleri şekil 1.13'te gösterilmektedir.



Şekil 1.13 Farklı şarj ve kısılma miktarları için COP değerleri [6]

Yüksek sıkıştırma bölgesinde iken (0-4), sıkıştırmayı daha da arttırmak akışkanın yoğuşturucuya yığılmasına ve buharlaştırıcıda az akışkan kalmasına sebep olur. Bunun sonucunda aşırı kızdırma artar, buharlaşma basıncı ve sistem performansı düşer. Bu etkiyi azaltmak için sisteme şarj eklemek gerekmektedir. Diğer bir açıdan, şarjı arttırmak buharlaştırıcıda akışkan yığılmasına ve dönüş sıcaklığının düşmesine sebebiyet verir ve sistem performansını olumsuz etkiler. Bu etkiyi düzeltmek için kısılma arttırılmalıdır. Düşük kısılmalarda sistem şarj değişikliğine daha az tepki verir. 0-4 yüksek kısılma, 4-11 düşük kısılma için bu durum akışkanın kılcal boruya giriş durumu ile açıklanabilir.

S.S. Franco ve arkadaşları 2022 yılındaki araştırmalarında [7] elektronik genleşme valfinin daha verimli olabilmesi için PID kontrole uygun şekilde ayarlanması üzerine çalışmışlardır. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde geleneksel kısılma cihazlarının elektronik genleşme valfleri ile değiştirilmesinin nedenlerinden birinin, elektronik valflerin enerji tüketiminde tasarruf sağlaması gerçeğiyle ilişkilidir. Ancak elektronik genleşme valfinin daha verimli olabilmesi için PID kontrole uygun şekilde ayarlanması gerekmiştir. Bu nedenle, ikincil sıvı olarak R404A ve bir etilen glikol çözeltisi kullanan, yaklaşık 1 kW nominal kapasiteli buhar sıkıştırmalı basit çevrim bir soğutma prototipi geliştirilmiş ve analiz edilmiştir. PI kontrolünü ayarlamak için Matlab yazılımı kullanan bir model kullanılırken, soğutma prototip sisteminin kısılma cihazının PID kontrolünü ayarlamak için Ziegler-Nichols yöntemi kullanılmıştır. Kızgın buhar ve valf açıklığını girdi değişkenleri olarak kullanan soğutma sistemlerinin enerji verimliliği

oranını (EER) iyileştirmek için PI ve PID kontrollerinin parametrelerini optimize etmeye yönelik bir strateji geliştirmek bu makalenin katkılarındandır. PI ve PID kontrol modelleri, soğutma sisteminin EER'sini sırasıyla %21 ila %32 ve fabrika ayarlı PI kontrolünü %28 oranında iyileştirmiştir.

%100 termal yük simülasyonlu prototipi kullanan, fabrikada konfigüre edilmiş PID parametrelerine sahip elektronik genleşme cihazı daha iyi bir EER'ye sahip olduğu görülmüştür. Fabrikada yapılandırılan PI kontrolünün EER'sine kıyasla 2 saate kadar çalışma bulunan PID kontrolünün EER'de %10.41'lik bir iyileşme ve 3 saate kadar %3.37'lik bir iyileşme olduğu bulunmuştur. Bu durumda, ikinci Ziegler-Nichols yönteminin ince ayarıyla bulunan PI kontrolü, fabrikada yapılandırılan PI'nin EER'sine göre EER'de 2 saat içinde %7.26 ve üç saatlik çalışmadan sonra %4.71'lik bir iyileşme görülmüştür. Zaman içinde EER performansındaki bu değişiklik, sistemin termodinamik koşullarını değiştiren ve belirli bir süre için bazı kontrol parametrelerinin diğerlerinden daha iyi olmasına neden olan etilen glikol çözeltisinin sıcaklığındaki azalmadan kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Elektrik direnci ile termal yük simülasyonu olmaksızın, yani yalnızca etilen glikol çözeltisinin termal yükü ile, elektronik genleşme cihazını temsil eden ayrı bir lineer model geliştirilmiştir. Elektronik genleşme cihazının PID parametrelerini Matlab yazılımı yardımıyla ayarlamak için bulunan model bir Box-Jenkins bj31221 polinom modelidir. Doğrusal ayrık modelle bulunan PID parametreleri, soğutma prototipine daha iyi enerji verimliliği sağlamıştır.

Etilen glikol çözeltisinin belli bir sıcaklığına ve zaman aralığına kadar %0 elektrik direnci ile PID kontrolünün PI kontrolünden daha iyi kontrol ve verime sahip olduğu da gözlemlenmiştir. Ancak, iki saatlik değerlendirmede PI kontrolü daha iyi performans göstermiştir. Modelle bulunan en iyi PI kontrolü, fabrika ayarlı PI kontrolüne göre EER'yi bir saatlik çalışmada %20.49 ve iki saatlik çalışmada %31.46 iyileştirmiştir. Modelle ve ince ayar sonrasında bulunan PID kontrolü, fabrika ayarlı PI kontrolüne göre EER'yi bir saatlik çalışmada %27.56 ve iki saatlik çalışmada %28.17 iyileştirmiştir.

İlk Ziegler-Nichols yöntemiyle bulunan PID ve PI kontrolü, fabrikada yapılandırılmış PI kontrolünden daha iyi EER'lere sahipti ve PID denetleyicisi en iyisi olduğu bulunmuştur. İlk Ziegler-Nichols yöntemiyle bulunan en iyi PI denetleyici, fabrikada yapılandırılan PI denetleyiciye kıyasla bir saatlik çalışmada

%16.61 ve iki saatlik çalışmada %9.86'lık bir EER iyileştirmesi elde etmiştir. İlk Ziegler-Nichols yöntemiyle bulunan PID denetleyici, fabrikada yapılandırılan PI kontrolüne kıyasla bir saatlik çalışmada %23.32 ve iki saatlik çalışmada %28.17'lik bir EER iyileştirmesi elde etmiştir. Birinci Ziegler-Nichols yöntemiyle bulunan PID kontrolünün, ince ayar yapılmadan doğrusal ayrık modelle bulunandan daha iyi bir EER'ye sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Bulgular sonucunda, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin enerji davranışının iyileştirilmesi ve sistemlerinin EER'sini iyileştirmek için PI ve PID kontrolleri için önerdiği optimizasyon stratejilerinin, kızgın buhar ve kısılma valfinin açılmasını girdi değişkenleri olarak kullanarak bu stratejilerin alternatif yöntemler olduğunu güçlü bir şekilde öne sürdüğünü göstermiştir.

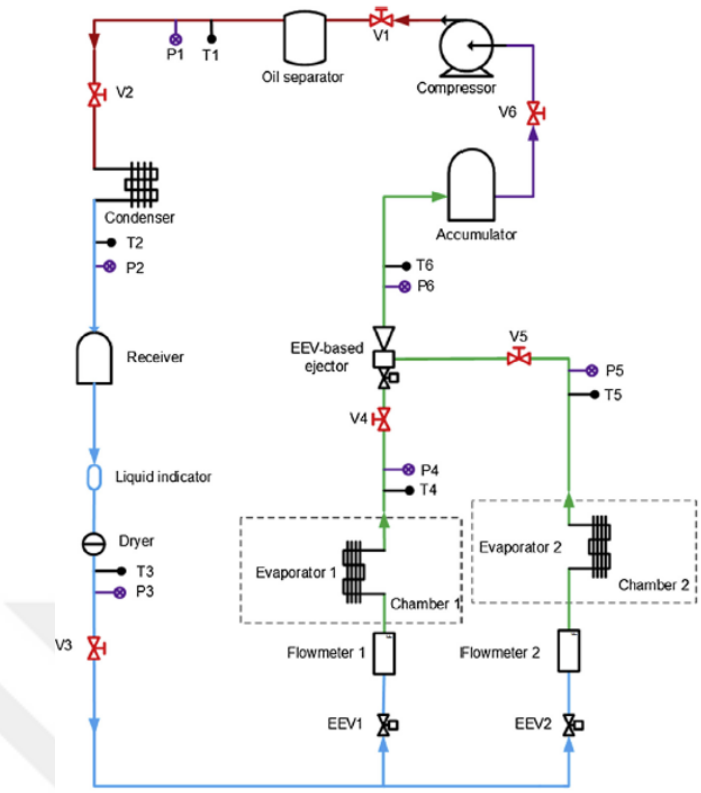
Buzdolaplarına göre göre nispeten daha küçük tek soğutmalı bölmeli cihazlarda da kılcal borular kısılma elemanı olarak uygulanır ve ürün sıcaklığını kontrol etmek için kompresör çevrimi kullanılır. Marcel van Beek ve arkadaşları 2016 yılındaki çalışmalarında [8] kompresör çalışmaya başladıktan sonraki ilk dakikalarda, buharlaştırıcı alanının nispeten az kullanıldığını ve bunun da düşük sistem verimliliğine neden olduğunu gözlemleyip bunun üzerine bir araştırma yapmışlardır. Başlangıç aşamasında buharlaştırıcıdaki doluluğun iyileştirilmesi çevrim verimliliğini artırmaktadır. Bu çalışmayla birlikte, küçük ticari soğutma sistemlerindeki kısılma cihazları için bir kontrol yönteminin geliştirilmesini özetlemişlerdir. Çalışmanın amacı, kısılma cihazının kontrolü yoluyla sistem verimliliğini artırmaktır. Kapatma valfi işlevine sahip bir elektronik genleşme cihazının kullanımına dayanan kontrol mekanizması sunulmakta ve bunun soğutma sistemi tasarımı üzerindeki etkisi tartışılmaktadır. Özel bir test düzeneği kullanılarak yapılan ön doğrulamalar ile, bir otomatın R- 404A soğutkanı kullanılan soğutma sistemi için %17 ve R-744 soğutkanı kullanılarak ise soğutma sisteminde %15'lik bir enerji tüketiminde azalma olduğu gösterilmiştir.

Buharlaştırıcı kullanımının küçük bir soğutma sistemindeki performansı üzerindeki etkisini belirtmek için hesaplama modeli de oluşturulmuştur. Soğutucu akışkan özelliklerini belirlemek için REFPROP 9.1'i kullanan model, kararlı durum koşulları altında soğutucu akışkan döngüsünü açıklamış ve verilen ısı yükü, kompresör soğutma kapasitesi için soğutma sisteminin sıcaklık artışını ve COP değerini hesaplamıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda, elektronik genleşme valfli sistemin kılcal borulu bir soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında, enerji tüketimindeki azalmanın ana potansiyeli, kompresör çalışmaya başlamasından sonraki ilk dakikalarda buharlaştırıcı kullanımının iyileştirilmesi olduğu görülmüştür. Hesaplamalar, buharlaştırıcı kullanımının soğutma sistemi verimliliği üzerindeki etkisinin, buharlaştırıcının doluluğu ile güçlü bir şekilde ilişkili olduğunu göstermiştir. Valf kontrol geliştirme sürecinde ilk adım olarak ve verimlilik elde etmek için, pratik doğrulamalar yoluyla "ideal" açılma oranları belirlenmiştir. Özel bir test kurulumu kullanan ve valf açıklığında doğrusal azalma uygulanarak yapılan test ile, kılcal boru kullanımına kıyasla R-404A ve R-744 soğutkanlı soğutma sistemleri için enerji tüketiminde sırasıyla yaklaşık %17 ve %15 azalma gösterdiği bulunmuştur. Böylece bazı cihaz türleri için, kapatma valfi işlevine sahip kontrollü bir kısılma valfi kullanılarak kompresör çalışmaya başlamasından sonraki ilk dakikalarda buharlaştırıcı kullanımının iyileştirilmesiyle enerji tüketiminin azaltılması gösterilmiştir. Ancak bu azalmanın büyük bir kısmı, kompresörün durması sırasında valfin kapanma işlevinden kaynaklanmıştır. Valf açma profilinin optimizasyonu ile buharlaştırıcı kullanımında daha fazla iyileştirme elde edilebileceği belirlenmiştir. Çalışmanın sonucunda çıkarılan bir diğer sonuç ise, değişen çalışma koşullarına göre otomatik olarak ayarlayan kontrol algoritmalarının türetilmesi gerekti belirlenmiştir.

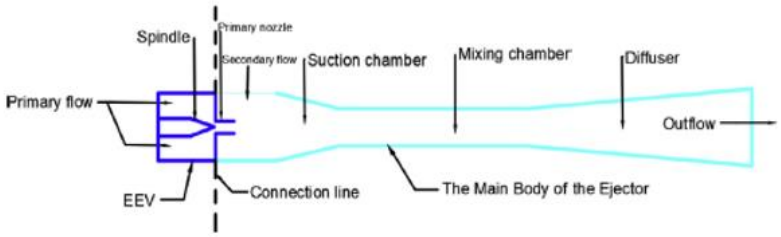
Hanrui Zhang ve arkadaşları 2017 yılındaki çalışmalarında [9] ev tipi buzdolapları için değişken soğutma yüklerinin gereksinimlerini karşılamak için bir EEV ve bir ejektörün ana gövdesinden oluşan EEV tabanlı bir ejektör kullanmışlardır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) tekniğini kullanarak, optimum geometrik parametrelerin yanı sıra EEV tabanlı ejektör modelinin değişken soğutma yükleri ile uyarlanabilir kapasiteyi araştırmak üzerine çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Oluşturulan CFD modelini deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır.

Bir EEV tabanlı ejektör, bir kompresör, bir yoğuşturucu, iki genleşme cihazı ve iki buharlaştırıcı kullanılan geleneksel bir buzdolabı soğutma sisteminin şematik diyagramını Sekil 1.14’te gösterilmektedir.



Şekil 1.14 EEV tabanlı ejektör kullanılan buzdolabı sisteminin diyagramı [9]

Ejektörün kütle akış hızı yaklaşık 0.47 gr / sn olduğundan, EEV tabanlı ejektörün birincil nozülü olarak 1.3 mm nozül çapına sahip bir EEV kullanılmıştır. Bunun sebebi ejektörün küçültülmesi ve ev tipi buzdolabı soğutma sistemlerinde uygulanması için önemlidir. Genleşme sürecindeki kayıpları kısmen telafi etmek ve böylece kompresörün emme basıncını arttırmak için kullanılan EEV bazlı ejektör Şekil 1.15'te gösterilmektedir.



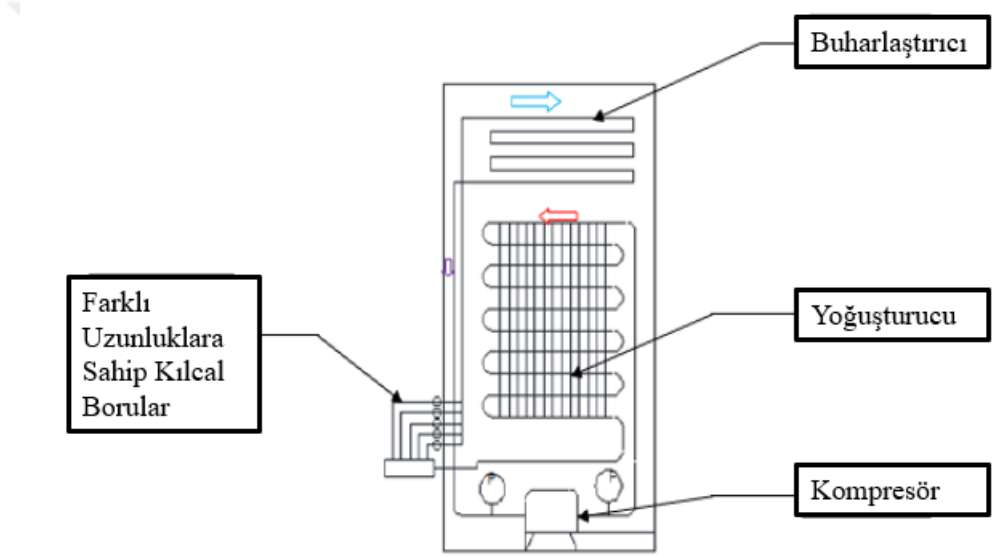
Şekil 1.15 EEV Tabanlı ejektörün şematik diyagramı [9]

Mevcut çalışmada, bir ev tipi buzdolabında soğutucu akışkanın kütle akış hızını ayarlamak için bir EEV ve bir ejektörün ana gövdesinden oluşan yeni bir EEV tabanlı ejektör kullanılmıştır. EEV tabanlı ejektörün optimum geometrik parametreleri model yardımı ile bulunarak yeni bulgular ortaya konmuştur. Sonuçlar, %30 ila %50 arasında değişen birincil nozül kesit alanının engelleme

yüzdesinin yani açıklık oranının, değişken soğutma gereksinimini yüksek bir sıkıştırma oranıyla karşılayabildiğini göstermiştir.

Reddy ve arkadaşları 2018 yılındaki çalışmalarında [10] R134a gazdan daha çevreci bir buzdolabı gazına geçme çalışmaları için, hazırladıkları prototipi 4 ile 6 m arasında değişen beş farklı kılcal boru uzunluğunu ve 60 gram ile 100 gram arasında değişen beş farklı gaz şarjı miktarını, 3 farklı gaz cinsi (R134a, R436 ve R290/R600 gaz karışımı) ile soğuma testine tabi tutmuşlardır.

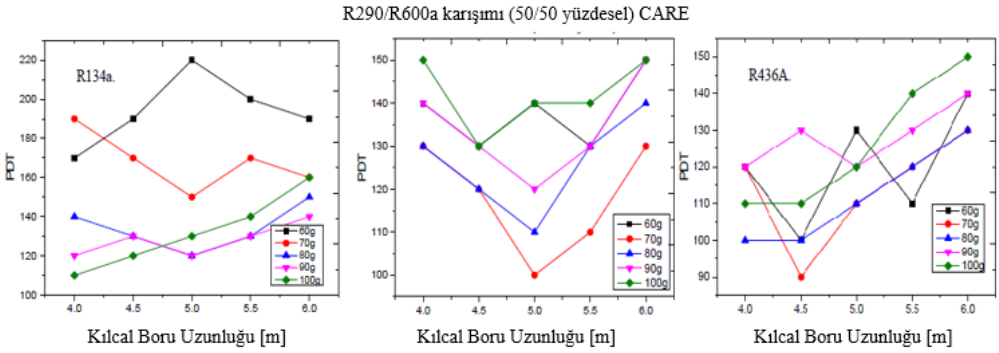
Deneyler, hava soğutmalı yoğuşturucuya sahip, piston kompresörlü, 175 L soğutucu üniteli bir buzdolabında gerçekleştirilmiştir. Kullanılan prototip şekil 1.16'da gösterilmektedir.



Şekil 1.16 Deneyde kullanılan prototip [10]

R134a gazı için en iyi sonuç, 100 g şarj miktarı ve 4 m kılcal boru uzunluğunda 110 dakika olarak belirlenmiştir. Ayrıca, karışım için ise 70 g şarj miktarı ve 5 m kılcal boru uzunluğunda 100 dakika olarak en iyi performans elde edilmiştir. R436 gazı için ise 70 g şarj miktarı ve 4.5 m kılcal boru uzunluğunda 90 dakika en iyi sonuçları sağlamıştır.

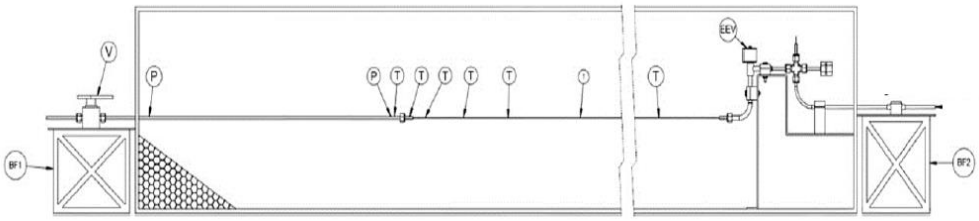
R600a'lı karışımda 70, 80, 90 gram şarj miktarında 5 m uzunluğunda; 60 ve 100 gram şarj miktarında 4.5 m kılcal boru uzunluğunda en iyi sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar Şekil 1.17'de gösterilmektedir.



Şekil 1.17 Farklı gazların kılcal boru uzunluğuna bağlı soğuma değişimi [10]

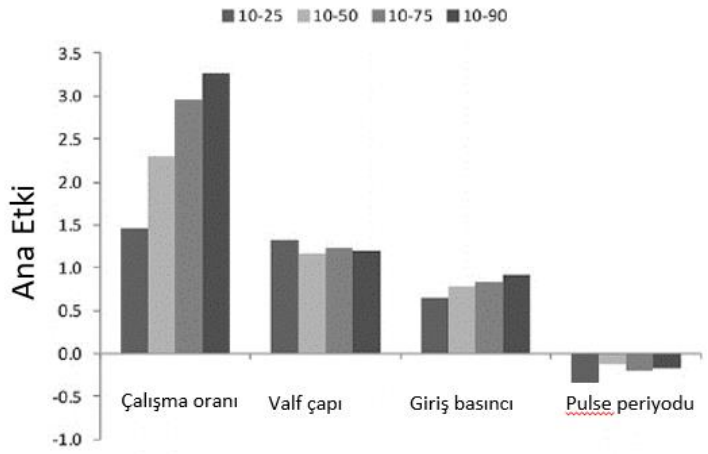
R600a soğutkan karışımda belirli bir şarj miktarında, en iyi soğutma hızını sağlayan kılcal boru uzunluğu belirlendikten sonra, kılcal boruyu uzatmak yani kısılmayı artırmak, soğuma hızını olumsuz etkilemiştir. Bu optimum değerin altında bir kılcal boru uzunluğu kullanmak, yani kısılmayı azaltmak da soğuma hızı süresini olumsuz yönde etkilemektedir.

Adriano F. Ronzoni ve arkadaşları 2013 çalışmalarında [11] birbirine seri bağlanmış kısılma valfi ve kılcal boruda R-134a akışkanının valf dönüş sayılarına bağlı akışına ilişkin deneysel ve teorik incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Çalışma koşullarının ve valf çapının soğutucu kütle akış hızı üzerindeki etkisini, ilgili tüm değişkenlerin kontrolü ile amaca yönelik oluşturulmuş bir test tesisi kullanılarak deneysel olarak değerlendirmişlerdir.



Şekil 1.18 Test bölmesinin şematik gösterimi [11]

Tüm parametreler sabit tutulurken bir parametrenin ilk seviyesinden son seviyesine değiştirildiğinde ortalama kütle akış hızı değişimi incelenmiştir. Görev çevrim döngüsü dışındaki tüm parametreler iki seviye arasında değiştiğinden, bu parametre için %10/25, %10/50, %10/75 ve %10/90 seviye çiftleri dikkate alınarak eş zamanlı analizler yapılmıştır. Şekil 1.19'da her bir parametrenin etkisinin ortalama kütle akış hızı değişimine ne kadar baskın olduğu gösterilmiştir.



Şekil 1.19 Ortalama kütle akış hızı değişimi etkileyen parametreler [11]

Toplamda, çeşitli çalışma (giriş basıncı, görev çalışma döngüsü, darbe periyodu) ve geometrik (valf çapı) koşulları için 60 adet deneysel veri noktası toplanmıştır. Elde edilen sonuçlar kütlesel akış hızı üzerinde bağımsız parametrelerin etkisini değerlendirmek için kullanılmış ve görev döngüsünün baskın bir rol oynadığı, ardından valf çapı ve giriş basıncının geldiği bulunmuştur. Valf üzerindeki kütle akış hızı, deneysel verilerden elde edilen katsayılar ile orifis çapı denkleminden hesaplanmıştır. Deşarj katsayısı ile valf çapı arasında sıkı bir ilişki bulunmuşlardır. Model sonuçları deneysel verilerle karşılaştırıldığında ve model tarafından tahmin edilen kütlesel debinin %70'i %10 hata bandı içinde kaldığını doğrulamışlardır.

M.Tosun 2019 yılındaki çalışmalarında [12] buzdolabı soğutma sisteminin performansını artırmak için mini kanallı yoğuşturucu entegre edilmiştir. Entegrasyon işlemi sonrası, kılcal borunun değiştirilmesini ve ardından farklı miktarda soğutucu akışkan sisteme eklenmesi gerektirdiğinden, bu çalışmada doğru miktarda soğutucu akışkan ve doğru kılcal boru boyutunu bulmaya odaklanmışlardır. Bu deneysel çalışmalar bir ev tipi buzdolabında IEC standartlarına uygun iklimlendirme odasında yapılmıştır. Deneyler sırasında, daha iyi performans için en iyi kombinasyonu bulmak amacıyla beş farklı kılcal boru uzunluğu ve beş farklı soğutucu akışkan miktarı ile iki farklı mini kanal yoğuşturucu analiz edilmiştir. Şekil 1.20'de test düzeneği gösterilmiştir.



Şekil 1.20 Test düzeneğinde kullanılan kılcal borular ve minikanal yoğuşturucu [12]

Bu çalışmada, her iki mini kanal yoğuşturucu beş farklı kılcal boru uzunluğu, beş farklı soğutucu akışkan miktarı ile yüklenmiş ve bu parametrelerin soğutma sisteminin performansı üzerindeki birleşik etkisinin görülmesi sağlanmıştır. Tamamlanan analize göre, kullanılan mini kanal yoğuşturuculardan aynı miktarda soğutma etkisi sağlayabildiği görülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda, her iki tip mini kanal yoğuşturucu için soğutucu akışkan şarj miktarı ve kılcal boru uzunluğunun ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimi üzerindeki karşılıklı etkileşimi sunulmuştur. Çift ara plakalı (HX#2) mini kanal yoğuşturucu, tek ara plakalı (HX#1) ile karşılaştırıldığında daha az enerji tüketmiştir. Her iki yoğuşturucu da en düşük enerji miktarlarını kılcal boru uzunluğu 3.25 m olduğunda ve soğutucu akışkan miktarı için sırasıyla 50 gr ve 55 gr iken tüketmektedir. Kılcal boru uzadıkça, daha fazla enerji tüketmeye izin veren aynı miktarda soğutma yükünü korumak için basınç kompresör tarafından sağlanmalıdır. İncelenen durumlar arasında en düşük enerji tüketimi, 3.25 m kılcal boru uzunluğunda ve 55 gr soğutucu akışkan miktarında HX#2 için 0.843 kWh/gün olarak elde edilmiş olup, bu da ev tipi buzdolabı sistemine göre enerji tüketiminde %19'luk bir azalmaya yol açmıştır. HX#2'nin geleneksel sisteme entegrasyonu, soğutucu miktarını ve kılcal boru uzunluğunu sırasıyla %8 ve %7 oranında azaltmıştır. Bildirilen sonuçlar, kılcal boru uzunluk, şarj miktarı ve minikanal yoğuşturucunun buzdolaplarının enerji tüketimi üzerindeki birleşik etkisi arasındaki etkileşimin önemini ortaya koymada yardımcı olmuştur.

Joel Boeng ve Claudio Melo 2020 yılındaki çalışmalarında [13], farklı soğutucu akışkan şarj miktarları ve farklı kısılma değerleri için, ev tipi bir buzdolabının enerji tüketimini haritalamak amacıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir.

Deneysel çalışmalar, enerji tüketimini iyileştirmek için uygun kılcal boru ve şarj belirlemeyi amaçlamıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında, kılcal boru tarafından sağlanan kısılma etkisini, eşdeğer kısılma çapını belirlemek amacıyla kuru nitrojen akışı ve matematiksel modelleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Kılcal boru iç çapına ve soğutucu akışkan şarj miktarına bağlı olarak enerji tüketimini tahmin etmek için ampirik bir korelasyon geliştirilmiştir. Çalışma, enerji tüketimi optimizasyon sürecinin yakınsamasını sağlamak için en az 14 veri noktasına ihtiyaç olduğunu belirlemiştir, ve bu veriler üç farklı soğutucu akışkan şarj miktarıyla elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, Bjork ve Palm'ın 2006 yılındaki çalışmaları [14] ile Pisano ve arkadaşlarının 2015 yılındaki çalışmaları [15] ile paralellik göstermektedir, bu da farklı buzdolaplarına rağmen benzer davranışların elde edildiğini göstermiştir. İncelenen buzdolabı, 0.70 mm iç çaplı kılcal boru ile monte edilmiş ve 47g ile şarj edilmiştir ve 50.9 kWh enerji tüketimi sağlamıştır. Önerilen metodolojiye göre, 0.70 mm iç çaplı bir kılcal boru, 51.2 g soğutucu şarj miktarı ile 50.7 kWh enerji tüketimi sağlamıştır.

Edinilen bilgiler ışığında elektronik genleşme valfi kullanımının ev tipi buzdolaplarında daha enerji verimliliğine sahip ürünler üretilmesi için alternatif bir seçenek olduğu araştırılan çalışmalarda görülmüştür. EN-62552 standardında belirtilen farklı ortam sıcaklıklarındaki enerji tüketim testleri için kısılmanın değiştirilmesi gerektiği için sabit bir kısılma elemanı olan kılcal boru yerine elektronik genleşme valfi kullanılmasının gerektiği düşünülmüştür. Bununla birlikte bu tezde elektronik genleşme valfini ev tipi buzdolabına entegre edilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, kılcal boru yerine kılcal boru ile entegre elektronik genleşme valfi kullanılmasıyla, valf çapı değişiminin ve kompresör hızlarının farklı çevre sıcaklıklarında buzdolabı enerji tüketimi etkileri üzerine deneysel çalışma yapılarak, istatiksel bir model kurulması amaçlanmaktadır.

Deneysel çalışmada kullanılan elektronik genleşme valfinin 3 farklı kısılma değerlerindeki çapa sahip komponent, tek kapılı taze gıda bölmeli buzdolabı

prototipine entegre edilerek, 2 farklı çevre koşulu (16 °C, 32 °C) ve 6 farklı kompresör hızı için testler yapılmıştır. Deneysel çalışmada elektronik genleşme valfi çapı, ortam sıcaklığı ve kompresör hızı parametrelerine bağlı olarak, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde; akışkan debisi, yoğuşma sıcaklığı ve basıncı, buharlaşma sıcaklığı ve basıncı, kompresör çalışma süreleri, kompresör tarafından çekilen güç değerleri incelenerek, buzdolabının enerji tüketimi değerlendirilmiştir. Çalışmada farklı çevre sıcaklıklarına bağlı olarak, en iyi enerji tüketimini sağlayan elektronik genleşme valfi çapı ve kompresör hızı istatistiksel olarak analiz edilmesi amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile çalışan ev tipi buzdolaplarında, kısılma elemanı olarak kılcal boru yerine elektronik genleşme valfi kullanılarak valf çapı değişiminde, farklı kompresör hızlarında ve farklı ortam sıcaklıklarında enerji tüketimi değişimi gözlemlenir.

2
BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVRİMİ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

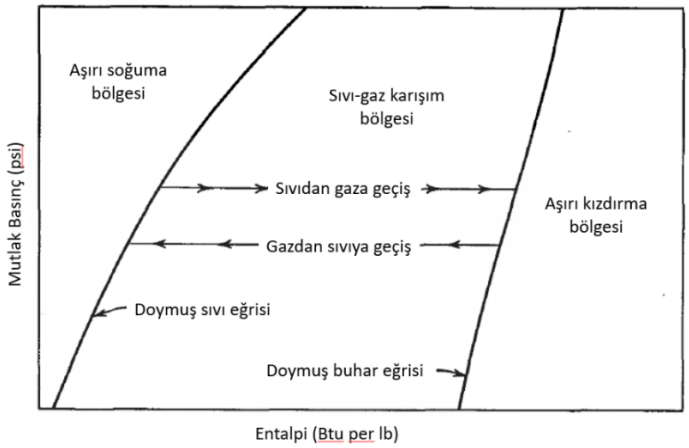
2.1 Enerji Tüketimi

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve çoğu enerji üretim yönteminin çevre kirliliğine yol açması nedeniyle enerji tüketiminin kontrol altında tutulması gerekmektedir. Günümüzde, insanların artık ihtiyaç olarak gördüğü ve vazgeçemediği bazı işlerin gerçekleşmesi için enerji kullanımı kaçınılmazdır. Enerji verimliliğinin önemi, vazgeçilemez olan bu işlerin daha az enerjiyle gerçekleştirilebilmesinin sağlanarak toplam enerji tüketiminin azaltılabilmesi imkanının yaratılabilmesi ile ortaya çıkmaktadır. Enerji tüketiminin önemli bir bölümünü oluşturan evsel elektrik kullanımı içerisinde en büyük enerji tüketen cihaz genellikle buzdolabıdır. Tüm dünyadaki ev tipi buzdolaplarının daha verimli hale getirilmesi ile önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanabilir. Ev tipi buzdolaplarını daha verimli hale getirmek için çok sayıda seçenek bulunmaktadır. Bu nedenle, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki enerji verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmaların sayısı giderek artmaktadır. Verimlilik seçenekleri arasında bulunan verimli kompresör kullanımı, ısı değiştiricilerin (buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kılcal boru-dönüş borusu ısı değiştiricisi) ısı geçiş performanslarının arttırılması gibi seçenekler de önemli araçlar olmasına rağmen çeşitli tasarım kısıtları ve maliyet artışı sebebiyle bunlardan sınırlı ölçüde faydalanılabilmektedir. [16] Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki komponentlerin ve çevrim veriminin iyileştirilmesiyle, enerji verimliliği iyileştirilebilmektedir. Soğutma çevriminin verimliliğini artırmak için başlıca etken çevrim bileşenlerini daha verimli hale getirmektir. Bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kısılma elemanı olarak kullanılan kılcal boru yeri elektronik genleşme valfinin kullanılmasına odaklanılarak, farklı çalışma koşulları altında farklı kısılma açıklıkları için çevrim noktaları ve enerji tüketim değerleri incelenmiştir. Elde edilen 36 farklı deney noktası ile istatistiksel bir model çıkarılmıştır.

2.2 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Isı transferi yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru gerçekleşir. Ancak, bir ortamdan daha yüksek bir sıcaklığa sahip başka bir ortama ısı geçişi kendiliğinden gerçekleşmez; bu tür bir ısı transferi için soğutma makinesi kullanılması gerekir. Soğutma makineleri, temel olarak soğutma çevrimine dayanarak çalışır. Bu çevrimde, soğutucu akışkanlar, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı emer ve ardından bu ısıyı daha yüksek bir sıcaklıktaki bir ortama transfer eder.

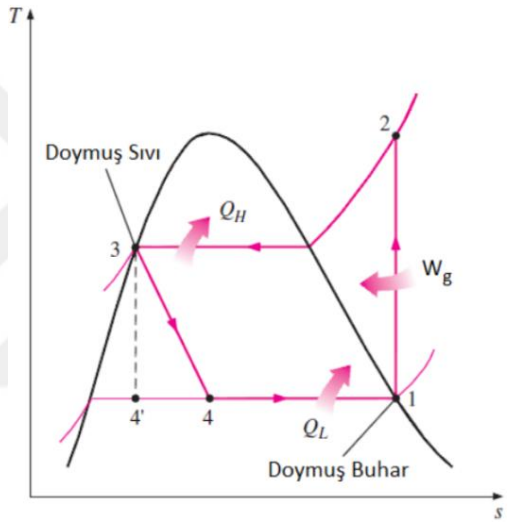
Soğutucu akışkanın herhangi bir termodinamik durumu, Ph grafiğinde bir nokta olarak gösterilebilir. Şekil 2.1'deki Ph grafiğinde gösterildiği gibi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrileriyle ayrılan üç alana bölünmüştür. Grafikte doymuş sıvı eğrisinin solundaki alan aşırı soğutulmuş bölge olarak adlandırılır. Aşırı soğutulmuş bölgedeki herhangi bir noktada soğutucu sıvı haldedir ve sıcaklığı, basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının altındadır. Doymuş buhar eğrisinin sağındaki alan kızdırılmış bölgedir ve soğutucu akışkan kızdırılmış buhar halindedir. Grafiğin doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrileri arasındaki orta bölümü, soğutucunun sıvı ve buhar halleri arasındaki fazındaki değişimi temsil eder. İki eğri arasındaki herhangi bir noktada soğutucu sıvı-buhar karışımı şeklindedir. Grafiğin altındaki entalpi ölçeğinde okunduğu gibi, herhangi bir sabit basınç çizgisi boyunca iki eğri arasındaki mesafe, soğutucu akışkanın o basınçta gizli buharlaşma ısısıdır. Grafikte, sıvıdan buhar fazına faz değişimi soldan sağa aşamalı olarak gerçekleşirken, buhardan sıvı faza faz değişimi sağdan sola doğru gerçekleşir.



Şekil 2.1 Soğutucu akışkan için Ph diyagramı [17]

Basınç dikey eksen boyunca çizilir ve entalpi yatay eksen boyunca çizilir. Bu nedenle, grafik boyunca uzanan yatay çizgiler, sabit basınç çizgileri ve dikey çizgiler, sabit entalpi çizgileridir. Orta bölümde, soğutucu akışkan sabit bir sıcaklık ve basınçta hal değiştirdiğinden, sabit sıcaklık çizgileri tablo boyunca yatay ve sabit basınç çizgilerine paralel olarak uzanır.

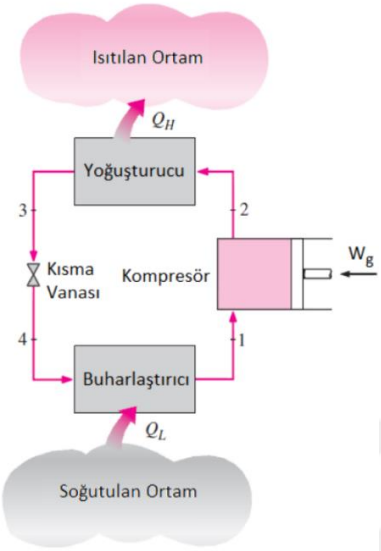
Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, soğutma çevrimleri içerisinde en yaygın kullanım alanına sahip çevrim çeşididir. İdeal buhar sıkıştırmalı çevrime ait T-s diyagramı şekil 2.2'de verilmiştir. Belirtilen QL soğutulan ortamdan çekilen ısıyı simgelerken, QH yoğuşturucudan atılan ısıyı, Wg ise kompresörde harcanan işi simgelemektedir. [18].



Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18]

Basit bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, bir kompresör, bir yoğuşturucu, bir buharlaştırıcı ve bir kısılma elemanı içerir. Buzdolaplarında soğutucu akışkan olarak R-134a yerine günümüzde izobütan (R600a) yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Şekil 2.2'de de görüldüğü üzere, soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılır. Sıkıştırmanın etkisiyle, kompresör soğutucu akışkanın basıncını artırır ve buna bağlı olarak sıcaklığı artar(2). Buradan yoğuşturucuya doğru yönlenen soğutucu akışkan yoğuşturucu üzerinden ısısını ortama aktararak hal değişimi gerçekleşir ve sıvı faza geçer. Yoğuşan sıvı akışkan (3), bir sonraki soğutma sistemi bir parçası olan kısılma elemanına ulaşır ve kısılmaya başlar. Soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı azalır (4) ve sıvı fazdan gaza, faz değişimi başlar. Düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda ortamdan ısı çekerek buharlaşır (T1). Taze gıda ve dondurucu bölmelerinin soğutulması bu şekilde

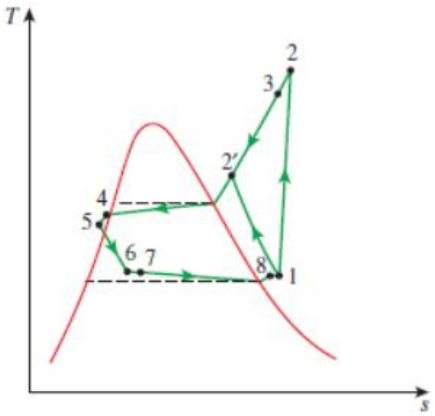
gerçekleştirilir.[18] Buharlaştırıcının ardından soğutucu akışkan gaz fazında kompresöre girer ve çevrim tamamlanır. Şekil 2.3'te soğutma makinesi genel şeması verilmiştir.



Şekil 2.3 Soğutma çevrimi genel yapısı [18]

2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ve Ev Tipi Buzdolapları

Tersinmezlik nedeniyle gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ideal buhar sıkıştırmalı buhar çevriminden farklı davranış sergiler. Bu farkın temel sebepleri, akıştaki viskoz kayıpların ortadan kaldırılamaması ve gerçek çevrimde adyabatik durumun gerçekleşememesidir. Şekil 2.4'te gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimin T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.4 İdeal olmayan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18]

Soğutma çevriminde verim, etkinlik katsayısı COP olarak ifade edilir. Denklem 2.1'de görüldüğü gibi COP, soğutma etkisinin kompresör tarafından harcanan işe oranıdır [18].

$$COP = \frac{Soğutma\ etkisi}{İş\ girişi} = \frac{Q_L}{W_g} \tag{2.1}$$

İdeal çevrimden farklı olarak, gerçek çevrimde kompresörde izantropik sıkıştırma durumu gerçekleştirilemez. İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın kompresöre doymuş buhar olarak girmesi mümkündür; ancak gerçek çevrimde bu durum kontrol edilemediğinden, emniyetli seviyede kalabilmek için kompresöre kızgın buhar fazında akışkanın girmesi sağlanmalıdır. Gerçek çevrimde kompresör işinin ideal çevrime göre daha fazla olmasının nedeni, bu farklılıklardan kaynaklanmaktadır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda ideal çevrimden farklı olarak, akış sürtünmesi sebebiyle basınç kaybı yaşanır.

Buzdolapları enerji tüketim çalışmalarında ise, ideal çevrim yaklaşımı kullanılarak optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Denklem 2.2'de görüldüğü şekilde kompresör çıkış basıncı, yoğuşma basıncı olarak kabul edilir.

$$Kompresör\ Çıkış\ Basıncı\ =\ Yoğuşma\ Basıncı \tag{2.2}$$

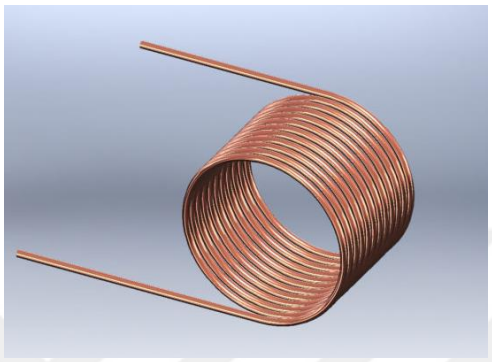
Sabit basınçta gerçekleşen yoğuşma prosesinin ardından, soğutucu akışkan aşırı soğutularak kısılma elemanına yönlendirilir. Kısılma prosesinde basınç ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan, sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. Buharlaşma prosesinin ardından aşırı kızdırılarak kompresöre giriş yapar. Denklem 2.3'te kompresör giriş basıncının buharlaşma basıncına eşit olduğu gösterilmektedir.

$$Kompresör\ Giriş\ Basıncı\ =\ Buharlaşma\ Basıncı \tag{2.3}$$

Sistemde kullanılan kısılma elemanı, soğutucu akışkanın basıncını yoğuşma basıncından buharlaşma basıncına düşürmek için kullanılmaktadır. Geleneksel ev tipi buzdolaplarında kısılma vanası yerine kılcal boru kullanılır.

2.4 Soğutma Sisteminde Kısılma Elemanı Kullanımı

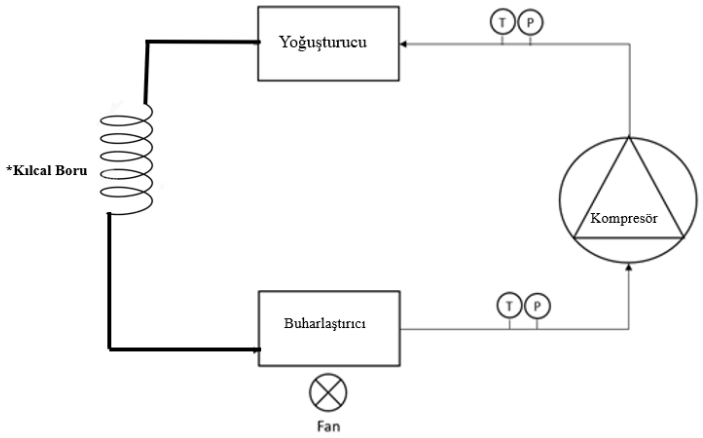
Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, yoğuşturucudan çıkan akışkanın, sıcaklık ve basıncını buharlaşma basıncına düşürmek amacıyla, kısılma elemanı kullanılır. Ev tipi buzdolaplarında, kısılma elemanlarına göre daha ucuz maliyetli olan kılcal borular kullanılmaktadır. Şekil 2.5'te buzdolabında kullanılan kılcal boru görülmektedir.



Şekil 2.5 Ev tipi buzdolabında kullanılan kılcal boru

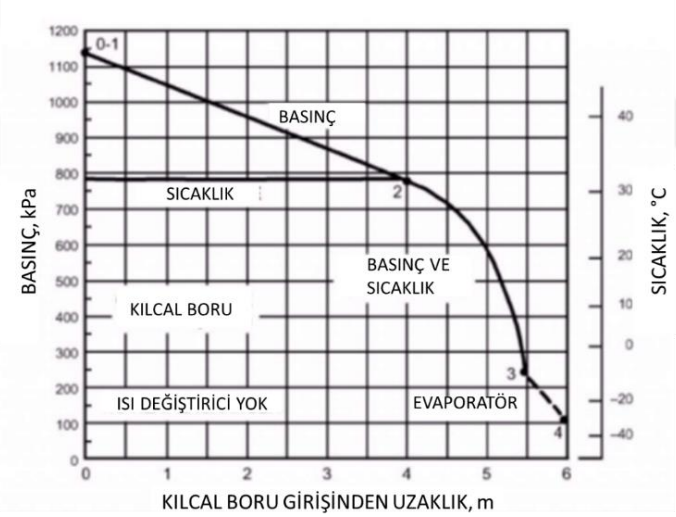
Sistem tasarımı yapılırken kılcal boru çap ve uzunluğu belirlenerek, kılcal boru (bakır) kesilip, yoğuşturucu çıkışı ile buharlaştırıcı girişi arasına kaynak işlemi ile bağlantısı yapılır.

Sıcaklığı ve basıncı yüksek soğutucu akışkan (R600a), yoğuşturucudan sonra kılcal boruya girer. Kılcal boruda, basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıya gönderilir. Kılcal borunun buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki konumu şekil 2.6'da gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Soğutma çevriminde kılcal boru konumu

“Kılcal boruya aşırı soğutulmuş sıvı girdiğinde, boru boyunca basınç dağılımı şekil 2.7’deki duruma benzer şekilde gerçekleşir. Kılcal borunun girişinde (bölüm 0-1), soğutucu akışkan sıvı fazda olduğundan küçük bir basınç düşüşü meydana gelir. 1. noktadan 2. noktaya kadar olan bölümde basınç düşüşü doğrusal olarak gerçekleşir. 0-1 ve 1-2 bölümlerinde, soğutucu akışkan tamamen sıvı fazdadır ve 2. noktada ilk buhar kabarcığı oluşmaya başlar. 2. noktadan kılcal borunun sonuna kadar olan kısımda gerçekleşen basınç düşüşü doğrusal değildir ve kılcal borunun sonuna doğru birim uzunluk başına gerçekleşen basınç düşüşü artar. Kılcal borunun bu kısmında akış yönünde artan buhar hacmi ile hem doymuş sıvı hem de doymuş buhar fazları mevcuttur. Son olarak, soğutucu akışkanın kılcal borudan buharlaştırıcıya geçişi (bölüm 3-4) esnasında basınç düşüşü devam etmektedir.” [19]



Şekil 2.7 Kılcal boru boyunca sıcaklık ve basınç dağılımı [19]

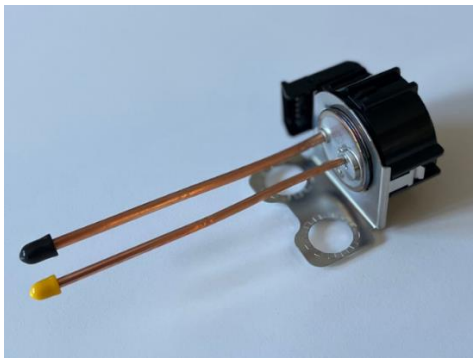
Kılcal boru geometrisine bağlı, buharlaştırıcı giriş basıncı değiştirilebilmektedir. Buzdolaplarında düşük basınç hattı olarak tabir edilen kısım kılcal boru çıkışından kompresör emiş hattının sonuna kadar olan bölümdür.. Kılcal boru geometrisinde yapılacak değişiklikler, çevrimin buharlaştırıcı basıncı artırıp ya da azaltabilir, bu sayede soğutma kapasitesi ve enerji tüketim değerleri optimize edilebilmektedir.

2.5 Elektronik genleşme Valfi

Kısılma valfleri soğutma devresinde yüksek basınç bölgesi ile alçak basınç bölgesini birbirinden ayıran noktalardan biridir. Soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Ayrıca yoğuşturucuyla arasındaki basıncın düşmesini önleyip burada soğutucu akışkanın sıvı halde bulunması sağlanır.

Buzdolabı soğutma devrelerinde valf yerine, belirli uzunlukta kılcal borular yerleştirilir. Kılcal borular çok ince olduğu için yüksek basınç bölgesi ile düşük basınç bölgesi arasındaki basınç farkı sabit tutulabilir. Buharlaştırıcıda basınç normalin altına düştükçe, sıvının kılcal borudan akışı hızlanır ve kendiliğinden basınç normal değere erişir. Buharlaştırıcı basıncı normalin üstüne çıkınca sıvının kılcal borudaki akış hızı kendiliğinden yavaşlar ve buharlaştırıcı basıncı normal değere ulaşır. Ancak kılcal borulardaki basınç düşümü sabit tutulduğu için ve yeni regülasyonda 16 °C ve 32 °C ortamlarda enerji deklarasyonu yapıldığından farklı ortam koşullarında basınç düşümlerini değiştirme ihtiyacı doğar. Bunun sebebi soğutma sistemini verimli kullanabilmek için farklı ortam koşullarında buharlaştırıcı basıncının en optimum olabilecek noktasında sistemin çalışması gerekmektedir. Böylelikle farklı ortam koşullarında basınç düşümleri ayrıştırılarak en verimli sistem noktasında enerji tasarrufu yapabilmek mümkündür.

Bu ayrıştırmayı buzdolaplarında yapabilecek en uygun komponentlerden biri ise elektronik genleşme valfleridir, soğutucu akışını düzenlemek ve enerji verimliliğini artırmak için buzdolaplarında kullanılabilir. Elektronik genleşme valfi, bir vananın açılıp kapanmasını kontrol etmek için bir elektrik akımı kullanarak, sistemden akan soğutucu miktarını mekanik genleşme vanalarından daha hassas bir şekilde ayarlayabilir. Bu, buzdolaplarında gelişmiş sıcaklık kontrolü ve enerji verimliliğine yol açabilir.



Şekil 2.8 Elektronik genleşme valfi

Elektronik genleşme valflerinin buzdolaplarında değişken hızlı kompresörler ve yalıtım gibi diğer enerji verimli teknolojilerle birleştirildiğinde önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlayabilir. Elektronik genleşme valfi, özellikle değişken hızlı bir kompresörle birlikte kullanıldığında buzdolaplarının sıcaklık kararlılığını ve enerji verimliliğini artırabilme potansiyeli vardır.

Bununla birlikte, Elektronik genleşme valfi buzdolaplarında kullanmanın bazı potansiyel sakıncaları da vardır. Arızaya eğilimli olabilen ve mekanik genleşme valflerine kıyasla onarımı veya değiştirilmesi daha pahalı olabilen elektronik bileşenlere güvenirler. Ek olarak, Elektronik genleşme valfi kurmanın ilk maliyeti, mekanik genleşme valflerinden daha yüksek olabilir.

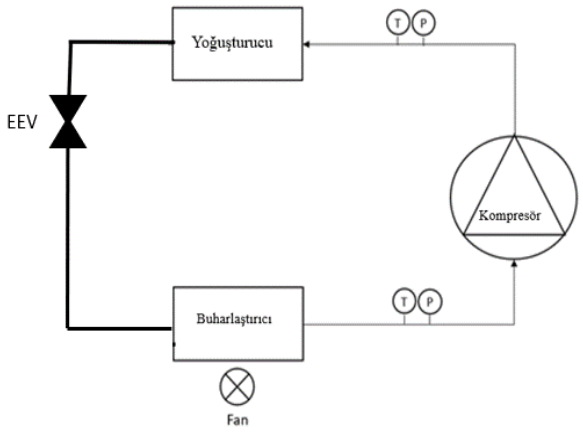
Genel olarak, buzdolaplarında Elektronik genleşme valfi kullanılması, geliştirilmiş enerji verimliliği ve sıcaklık kontrolü dahil olmak üzere çeşitli faydalar sağlayabilir. Ancak, bunları uygulamadan önce maliyetleri ve olası sakıncaları dikkatle değerlendirmek önemlidir.

3
DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deney Hazırlığı

Buzdolaplarından farklı olarak kısılma elemanı kılcal boru yerine kılcal boruyla entegre elektronik genleşme valfi kullanılarak oluşturulan yeni tasarım için 2 farklı ortam sıcaklığında ve kısılma elemanın 3 farklı açıklık oranı test edilmek üzere buzdolabının makine bölmesine elektronik genleşme valfi montajı yapılarak yeni bir buzdolabı prototipi hazırlanmıştır. Bu prototip ile 6 farklı kompresör devri belirlenerek, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kabin içindeki fan debileri sabit tutularak enerji tüketimi, kompresör çalışma süresi, güç, kabin içi sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve diğer çevrim sıcaklıkları ölçülmüştür. Değişen ortam şartı ve kompresör hızına göre optimum elektronik genleşme valfi açıklık oranı elde ederek istatistiksel modelleme çalışmasına veri oluşturulmuştur.

Deneysel çalışmaların sonucunda, farklı ortam şartları ve kompresör hızları için en iyi enerji tüketimi ve dolasıyla maksimum kapasite değerini sağlayan elektronik genleşme valfi açıklık oranları elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan, Şekil 3.1'de örnek olarak gösterilen, tek bir buharlaştırıcı için ortam sıcaklığı ve kompresör hızı değişimine bağlı olarak, algoritma kontrolü ile soğutucu akışkanın uygun elektronik genleşme valfi açıklık oranında kısılmasını sağlayabilmek hedeflenmiştir.



Şekil 3.1 Hedef prototip şeması

Bu çalışmayla birlikte, buzdolabının kapısının üst menteşesinde gizli olarak bulunan sıcaklık sensörü yardımıyla yeni standartta belirlenen 16 ve 32 °C çevre sıcaklığının algılanıp, minimum enerji tüketimini elde etmek için ortama bağlı en optimum kompresör hızına göre elektronik genleşme valfi açıklık oranının algoritmik olarak belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Seri, yarı paralel ve tek buharlaştırıcıdan oluşan klapeli sistemlerden daha çok enerji tasarrufu sağlayan tam paralel buzdolaplarının kullanımının artmasıyla beraber, taze gıda bölmesi ve dondurucu bölmesindeki buharlaştırıcılar için 3 yollu selenoid valf yardımıyla iki farklı kılcal boru kullanımı yaygınlaşmaktadır. Ayrıca Dört yollu selenoid valflerle de 1 giriş ile 3 farklı kılcal boru çıkışına olanak sağlayan sistemler bulunmaktadır. Üç yollu selenoid valften, dört yollu selenoid valfe geçilerek, taze gıda bölmesinde ve dondurucu bölmesinde kullanılan bir adet kılcal boru yerine iki farklı opsiyon sağlayacak şekilde tek bir buharlaştırıcıya 2 farklı kılcal boru girişi yapılabilmektedir.

Bu çalışmada ise dört yollu valf yerine taze gıda ya dondurucu bölmesinin kılcal borusuna elektronik genleşme valfi montajı yapılarak daha çok kısılma opsiyonun sunulduğu yeni bir soğutma sisteminin öncül analizinin yapılması hedefleniştir. Kurulan deney ile farklı ortam sıcaklıklarında ve kompresör hızlarında elektronik genleşme valfi kullanılması ve bununla birlikte enerji sarfiyatının azaltılma potansiyeli araştırılacaktır.

3.2 Deneyde Kullanılan Ekipmanlar

Çalışmalar tek buharlaştırıcı bulunan sadece taze gıda bölmeli kabin üzerinde gerçekleştirilmiştir. Elektronik genleşme valfinin kurulumun daha kolay yapılabilmesi, iki kabinli dolapta bulunan iki adet buharlaştırıcıda buharlaştırıcı doluluğunun incelenmesinin zor olması, daha önce buzdolabı üzerinde hiç denenmemiş bir komponent olmasından dolayı tek kabinli buzdolabı seçilmiştir.

Tek kabinli buzdolapları sadece taze gıda bölmesine sahip farklı genişlik ve yüksekliklerde olabilen tipik bir buzdolabıdır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine sahiptirler ve basit olarak içerisinde soğutucu akışkan dolaşan kapalı bir

çevrim olarak soğutucu akışkanı sirküle eden bir kompresör, kompresör sonrası basılan kızgın buhar fazındaki akışkanın sahip olduğu ısıyı dışarı atmayı sağlayan bir yoğuşturucu, sıcaklığı düşürerek sıvı faza geçen akışkanın buharlaştırıcıya gitmeden önce basınç düşüşü sağlanarak kısılma etkisi yaratan kılcal boru, basıncı düşürülerek faz değiştiren ve buzdolabı bölmesi içindeki ısıyı çekerek soğutma etkisi oluşturan bir buharlaştırıcıdan oluşmaktadır.

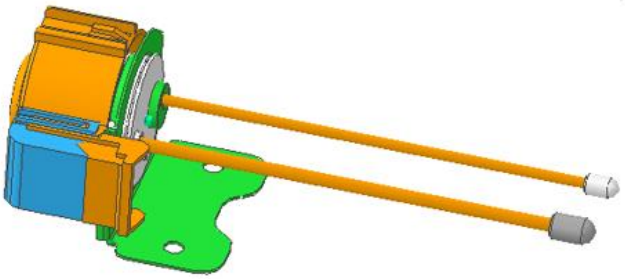
Şekil 3.2'de gösterilen 60 cm genişliğinde 381 L hacmindeki buzdolabında VESG9C değişken hızlı kompresör, bir adet statik yoğuşturucu, 1785 mm'si ısı değiştiricisi görevi gören ve dönüş borusuyla birleşik 0,8 mm çaplı 3000 mm'lik kılcal boru ve plaka tipi buharlaştırıcıdan oluşmaktadır.



Şekil 3.2 Deney düzeneğinde kullanılan taze gıda bölmeli buzdolabı

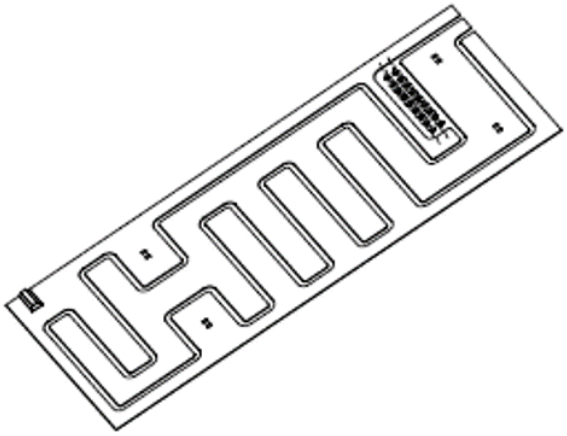
Soğutma sistemlerinde kullanılan ana komponentlerden biri olan genleşme valfleri, soğutucu akışkan basıncını yoğuşma basıncından (yüksek basınç) buharlaşma basıncına (alçak basınç) düşürmekte ve buharlaştırıcıya gerekli soğutucu akışkanı

sağlamaktadır. Kılcal boru ev tipi küçük soğutuculardа kullanılan basit bir kısılma komponentidir. Soğutucu akışkan debisinin sürekli değiştiği; değişken hızlı, değişken debili (VRF/VRV) sistemlerde buharlaştırıcını yeterli miktarda soğutucu akışkan ile beslenebilmesi açısından elektronik genleşme valfleri kullanılır. Deney düzeneği kurulurken Şekil 3.3'te gösterilen valf, buzdolabının kabin dibine montajı yapılmış olup, drayer ile kılcal boru arasına yerleştirilmiştir. Kullanılan bu valf tam açık ve tam kapalı durumu hariç üç adet açıklıktan oluşmaktadır. Valf açıklık oranlarının çapları sırasıyla, 0.22, 0.26, 0.30 mm genişliğindedir.



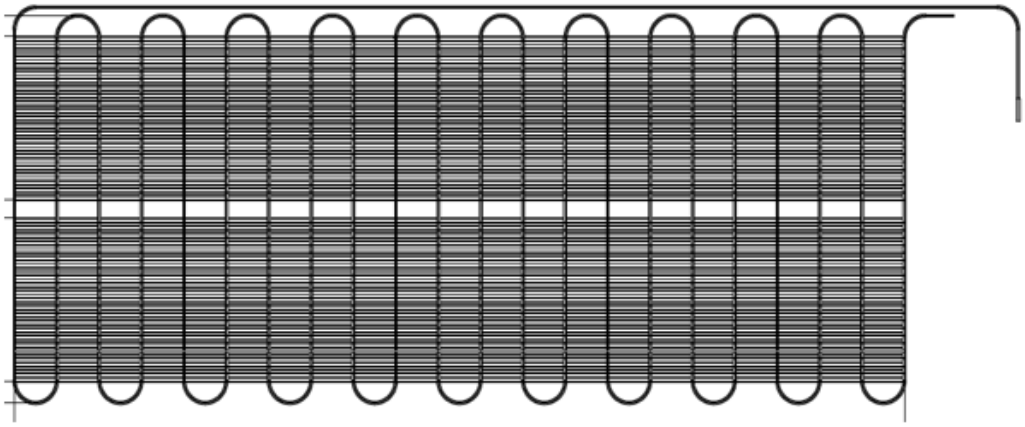
Şekil 3.3 Prototip üzerinde kullanılan elektronik genleşme valfi

Dolapta plaka tipi ısı değiştirici buharlaştırıcı, taze gıda bölmesi arka duvarında kaynağı yapılmış ve hava kanalı içerisinde konumlandırılmıştır. Buharlaştırıcının teknik resim görünüşü Şekil 3.4'te gösterilmektedir.



Şekil 3.4 Prototipte kullanılan buharlaştırıcı görseli

Yoğuşturucu elemanı olarak, buzdolabının dış arka duvara monte edilmiş şekilde konumlandırılmış, doğal taşınımlı ısı transferi yapan telli ısı değiştirici kullanılmıştır ve şekil 3.5'te gösterilmektedir.



Şekil 3.5 Prototipte kullanılan yoğuşturucu görseli

Çalışmalarda değişken devirli VESG9C kompresör ile testler yapılmış olup, buzdolabı algoritmasında kompresör hızı ve elektronik genleşme valfinin açıklık oranının değiştirilebildiği bir yazılım üzerinden kontrollü deney tasarımı oluşturulmuştur.



Şekil 3.6 Prototipte kullanılan kompresör görseli

Ayrıca kompresörün belirli kompresör hızında, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığındaki tükettiği gücü, sağladığı kapasiteyi, soğutucu akışkan debisini ve COP'sini belirlemek için kalorimetre ile ölçümü yapılmıştır. Tablo 3.1'de deneylerde kullanılan VESG9C kompresörün ölçümlerinden elde edilmiş sonuçlar paylaşılmıştır. Yapılan ölçümler sayesinde soğutucu akışkan debisi deneylerdeki

kompresör hızı, buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığına göre interpole edilerek 36 adet deney için hesaplanmıştır.

Tablo 3.1 Prototipte kullanılan kompresör kalorimetre ölçüm sonuçları

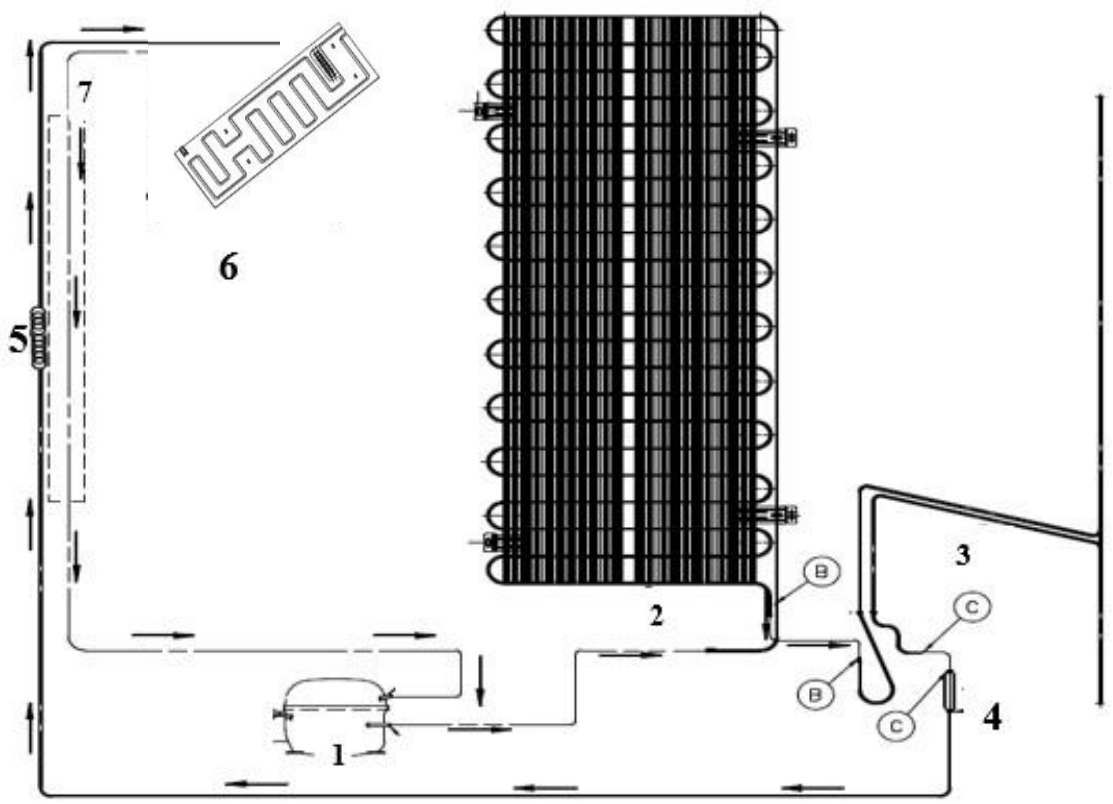
Model	**Kapasite [W]**	**Güç [W]**	**COP [-/-]**	**Yoğuşma sıcaklığı [°C]**	**Buharlaşma sıcaklığı [°C]**	**Hız [rpm]**	**Debi [g/s]**
VESG9C	68,90	34,18	2,02	54,41	-23,30	1320	0,2056
VESG9C	68,94	34,24	2,01	54,40	-23,31	1320	0,2057
VESG9C	112,31	55,83	2,01	54,40	-23,31	2100	0,3351
VESG9C	112,11	55,85	2,01	54,41	-23,30	2100	0,3346
VESG9C	160,25	82,29	1,95	54,40	-23,30	3000	0,4784
VESG9C	160,14	82,27	1,95	54,40	-23,31	3000	0,4778
VESG9C	67,91	23,39	2,90	35,01	-19,99	960	0,1996
VESG9C	52,87	20,77	2,55	35,01	-24,98	960	0,1552
VESG9C	40,45	18,17	2,23	35,01	-29,97	960	0,1186
VESG9C	87,79	29,44	2,98	34,99	-20,00	1200	0,2580
VESG9C	67,84	26,23	2,59	34,99	-24,96	1200	0,1993
VESG9C	51,68	22,88	2,26	34,99	-29,97	1200	0,1516
VESG9C	116,01	39,30	2,95	35,00	-20,00	1620	0,3409
VESG9C	90,96	35,17	2,59	34,98	-24,98	1620	0,2670
VESG9C	69,57	30,79	2,26	34,99	-29,96	1620	0,2041

Tablo 3.1 Prototipte kullanılan kompresör kalorimetre ölçüm sonuçları (devamı)

Model	Kapasite [W]	Güç [W]	COP [-/-]	Yoğuşma sıcaklığı [°C]	Buharlaşma sıcaklığı [°C]	Hız [rpm]	Debi [g/s]
VESG9C	144,19	49,65	2,90	34,99	-20,00	1980	0,4238
VESG9C	112,48	44,35	2,54	35,00	-24,97	1980	0,3304
VESG9C	86,53	38,96	2,22	35,00	-29,97	1980	0,2539
VESG9C	176,00	61,77	2,85	34,99	-20,00	2400	0,5172
VESG9C	136,28	54,68	2,49	34,99	-24,98	2400	0,4001
VESG9C	104,55	47,87	2,18	35,00	-29,95	2400	0,3070
VESG9C	215,81	78,80	2,74	34,99	-20,00	3000	0,6343
VESG9C	167,98	69,83	2,41	34,99	-24,96	3000	0,4937
VESG9C	129,22	61,12	2,11	35,00	-29,96	3000	0,3792
VESG9C	287,24	114,12	2,52	35,01	-20,00	4020	0,8445
VESG9C	223,42	100,72	2,22	34,98	-24,98	4020	0,6561
VESG9C	171,57	88,04	1,95	35,00	-29,98	4020	0,5031
VESG9C	65,58	26,52	2,47	45,01	-20,00	960	0,1926
VESG9C	50,14	22,94	2,19	44,97	-24,96	960	0,1473
VESG9C	37,07	19,34	1,92	44,99	-29,97	960	0,1087

Prototipte soğutucu akışkan olarak kullanılan izobütan (R600a) öncelikle değişken hızlı kompresörde sıkıştırılır, bu işlem sayesinde basınç ve sıcaklık artırılır. Soğutucu akışkan yüksek basınçta buzdolabı arka duvarında monte edilmiş yoğuşturucuya gelerek hal değişimine uğrar. Statik telli yoğuşturucudan çıkan akışkan önce elektronik genleşme valfine ardından kılcal borudan geçerek basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Sıvı-buhar fazına geçmiş halde bulunan soğutucu akışkan, düşük basınçta bulunan plaka tipi buharlaştırıcıda fan yardımıyla zorlanmış taşınıma uğrar ve hal değişimi gerçekleşir. Son olarak döngünün tamamlanması için akışkan kompresöre geri döner ve basit soğutma çevrimi tamamlanmış olur.

Şekil 3.7'de belirtilen prototipin soğutma çevrimindeki numaralar 1'den 7'ye doğru sırasıyla kompresör, telli yoğuşturucu, flanş ısıtıcı, elektronik genleşme valfi, kılcal boru, plaka tipi buharlaştırıcı ve kompresör emiş hattını göstermektedir.



Şekil 3.7 Deneyde kullanılan buzdolabının soğutma sistemi

Deneysel çalışmalar sırasında, soğutma sisteminde kısılma elemanı olarak kılcal boru ve elektronik genleşme valfi bir arada kullanılmıştır. Elektronik genleşme valfinin montajı sadece buzdolabının alt tarafında bulunan makine odasında konumlandırılabildiği için ve buharlaştırıcı da buzdolabının iç arka yüzeyinde

bulunduğundan, elektronik genleşme valfi ile buharlaştırıcı arasında akış hattının sağlanması için kılcal boru kullanılmıştır.

Deneyler sırasında sıcaklık, güç, akım, enerji ve gerilim değerleri ölçülmüştür. Her bir ölçüm çıktısı için belirsizlik değerleri tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Deneysel ölçüm çıktılarının belirsizlik değerleri

Ölçüm	**Belirsizlik**
Sıcaklık	± 0.5 °C
Basınç	± %0.1
Güç	± %0.05
Enerji	± %0.2
Voltaj	± %0.25
Akım	± %0.25

Deneysel çalışmalarda sıcaklık ölçümleri T tipi termokupl ile gerçekleştirilmiştir. T tipi termokupllar, buzdolabı standardına uygun olacak şekilde buzdolabının iç bölmesinden, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kritik olarak belirlenen buharlaştırıcı, yoğuşturucu, dönüş borusu hattının yüzeyindeki sıcaklıkları ölçmek için yerleştirilen ölçüm elemanıdır.



Şekil 3.8 T tipi termokupl

Sistemin düşük basınç noktasını ölçmek için kompresör dönüş hattında ve yüksek basınç noktasını ölçmek için ise kompresör basma hattında basınç transdüserleri kullanılmıştır. Kullanılan basınç transdüserleri şekil 3.9'da gösterilmektedir.



Şekil 3.9 Basınç transdüseri

Basınç transdüserlerinin amacı, kompresör emiş ve kompresör basma hatlarına bağlanarak, buharlaşma ve yoğuşma basınç değerlerinin t tipi termokupllardaki sıcaklık değerleriyle eşdeğer sonucun bulunduğunu teyit etmek için kullanılır.

Prototip üzerinde ölçülmesi gereken sıcaklık, basınç, akım, voltaj büyüklükleri kaydetmek için şekil 3.10'da gösterilen Agilent marka veri toplayıcı kullanılmıştır. Veri toplayıcılar sayesinde belirlenmiş aralıklarda gelen veriler kaydedilmiştir. Cihazlar bir bilgisayara bağlı şekilde "VTS" yani veri toplama sistemi ara yüz aracılığı ile sensörün ölçtüğü verileri bilgisayara kaydetmektedir Bu sensörler sayesinde sıcaklık, basınç, akım, enerji, güç ve voltaj değerleri ölçülmüştür.

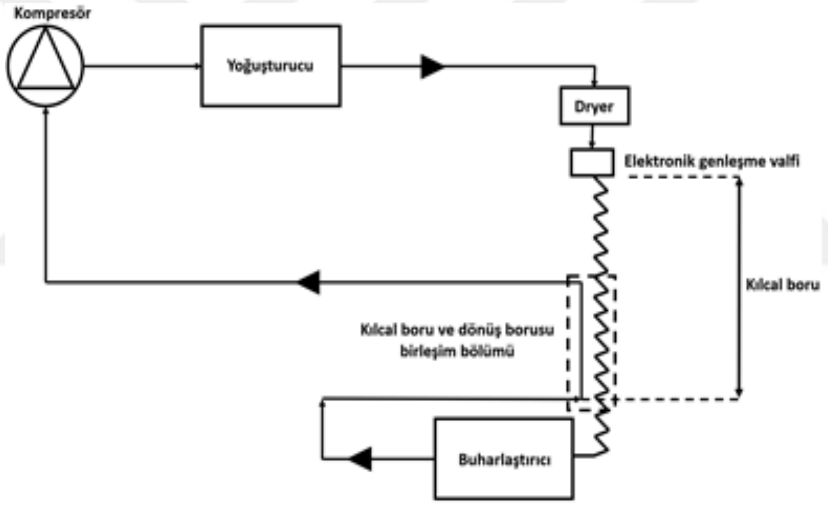


Şekil 3.10 Veri toplayıcı

3.3 Deneysel Yöntem

Buzdolabında mevcutta bulunan kılcal boru kısılma elemanı yerine, kurutucudan sonra elektronik genleşme valfi eklenmiş ve elektronik genleşme valfinden sonra mevcut kılcal boru kaynak ile birleştirilmiştir. Valften sonraki kılcal boruyla buharlaştırıcıya bağlantı sağlanabilmektedir. Sistemin genel görünümü şekil 3.11'de gösterilmektedir. Kompresör hızı ve buzdolabı standardında belirlenen 16 °C ve 32 °C ortam sıcaklığı için, elektronik genleşme valfinin 3 farklı açıklık oranı algoritmadan otomatik olarak değiştirilerek testler tekrar edilmiştir.

Mevcuttaki gaz akış şemasındaki kullanılan 1785 mm'si ısı değiştiricisi görevi gören ve dönüş borusuyla birleşik 0.8 mm çaplı 3000 mm'lik kılcal boruya entegre elektronik genleşme valfinin açıklık oranın çapları sırasıyla: 1- 0.22 mm çap, 2- 0.26 mm çap, 3- 0.30 mm çap, olmak üzere, 3 farklı valf açıklık oranı denenmiştir.



Şekil 3.11 Prototip şeması

Prototip soğutma çevrimi ölçümü için termokupl ve basınç ölçer yerleşim kodlaması Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

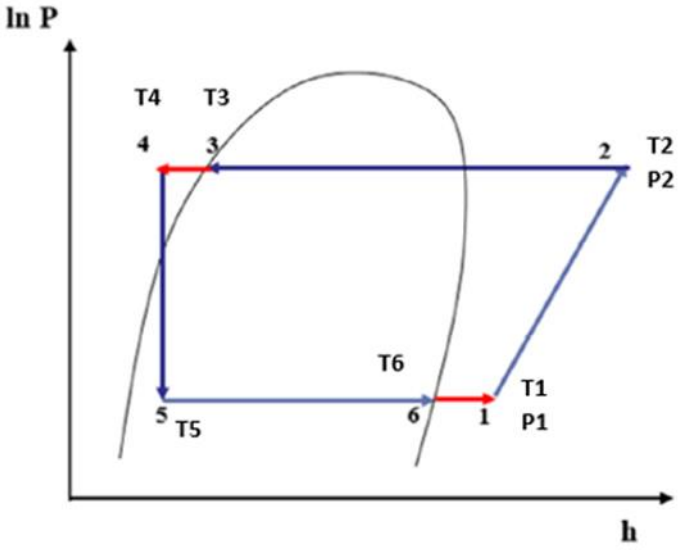
Tablo 3.3 Soğutma çevrimi termokupl ve basınç yerleşim kodlaması

Kompresör Giriş Basıncı	P1
Kompresör Çıkış / Yoğuşturucu Giriş Basıncı	P2
Kompresör Giriş Sıcaklığı	T1

Tablo 3.3 Soğutma çevrimi termokupl ve basınç yerleşim kodlaması(devamı)

Kompresör Çıkış / Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı	T2
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	T3
Elektronik genleşme Valfi Giriş Sıcaklığı	T4
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı	T5
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	T6

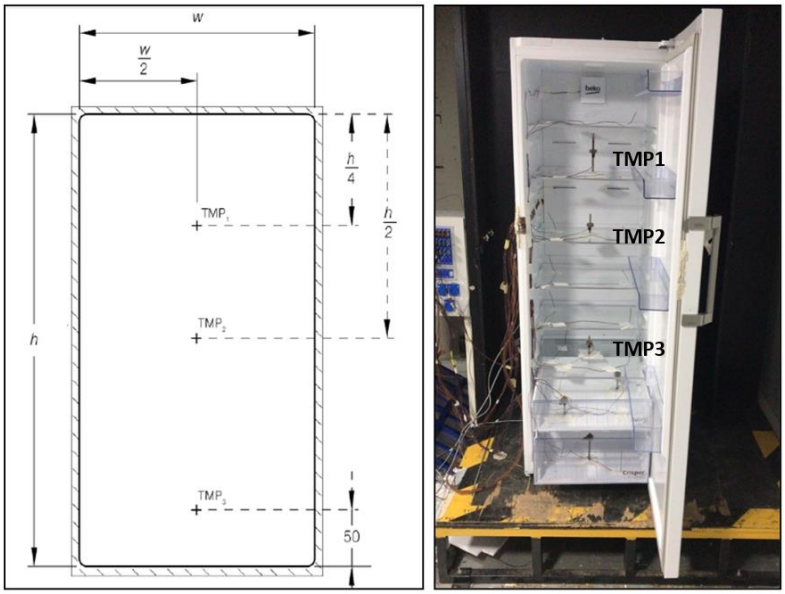
Tablo 3.3'te verilen kodlamanın teorik lnP-h diyagramı üzerinde ölçüm noktalarının yerleri Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Prototip soğutma sisteminde ideal lnp-h diyagramı

Kompresör giriş ve çıkışındaki basınç değerleri aynı zamanda sistemin düşük ve yüksek basınç çalışma koşullarını oluşturmaktadır.

Kabin içerisinde taze gıda bölmesi için EN-62552 Buzdolabı Standardında tarif edilen ölçüm noktalarından değerler alınarak kabinin ortalama sıcaklığı belirlenir. Şekil 3.13'te standardın belirlemiş olduğu ölçüm noktalarının ve prototip üzerindeki ölçüm noktalarının yerleri gösterilmiştir. Ayrıca raflar arası sıcaklık salınımlarının gözlemlenebilmesi için her rafın orta noktasından ve çekmecelerden termokupl ile ölçümler alınmıştır.



Şekil 3.13 EN-62552 standardına göre prototip sıcaklık ölçüm noktaları

Kabin içerisine eklenen termokupllar kabinin dışında bulunan istasyonlara takılacağından ve buzdolabının kapısının tam kapanmasını engelleyeceği için yalıtım malzemesi ile kapı izole edilmiştir. Bu sayede kapı ve conta yüzeyinden ısı kaybı önlenmiştir.

Tablo 3.4'te gösterildiği üzere, öncelikli olarak 16 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında 3900, 3600, 3000, 2400, 1800 ve 1300 rpm kompresör hızları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Her iki ortam koşulu için de soğutucu akışkan şarj miktarı, kılcal boru uzunluğu ve kılcal boru çapı sabit tutularak, sadece valf açıklık oranı ve kompresör hızı değiştirilerek enerji, güç ve buzdolabı çalışma oranı sonuçları elde edilmiştir. Kompresör gücü, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı, aşırı soğuma sıcaklığı istikrarlı bir rejim için tespit edilmiştir. Deneyin veri toplama sistemi, kompresörün çektiği voltaj ve akım değerini verir, böylece tüketilen güç ve buna bağlı olarak enerji tüketimi hesaplanması mümkündür.

Tablo 3.4 Test koşulları

Ortam Sıcaklıkları	16 / 32 °C
Genleşme valfi açıklık oranlarının çapları	0.22 / 0.26 / 0.30 mm
Kompresör Hızları	3900/3600/3000/2400/1800/1300 rpm

Deney düzeneğinde elektronik genleşme valfinin 3 farklı açıklık oranlarının çapları değiştirilerek, 6 farklı kompresör hızı için 16 °C'de 18 deney sonucu ve 32 °C ortam koşulunda 18 deney sonucu olmak üzere toplam 36 adet deney verisi elde edilmiştir. Ortalama gaz gramajı 47 gram olup, buzdolabının sağ ve sol ortam sıcaklığı ortalamaları alınarak 16 °C± 0.5 °C ve 32 °C± 0.5 °C, kabin içi ortalama sıcaklığı 4 °C ± 0.5 °C olacak şekilde veriler karşılaştırılmıştır.

3.4 Deneyden Alınan Sonuçlar

Deneysel çalışmalar için sabit akışkan şarj miktarı ile hazırlanan prototipte 3 farklı açıklık oranı çapına sahip elektronik genleşme valfi (0.22 mm, 0.26 mm, 0.3 mm) ve kompresör hızları (3900 rpm, 3600 rpm, 3000 rpm, 2400 rpm, 1800 rpm, 1300 rpm) değiştirilerek yeni standart olan EN-62552'de belirtilen ortam şartlarında (16 °C, 32 °C) testler gerçekleştirilmiştir.

Hazırlanan prototip öncelikle, standartta belirtildiği gibi kontrol odasının içinde bulunan istasyonda uygun şekilde konumlandırılarak odanın sıcaklığı 32 °C ye sabitlenmiştir. Sabit ortam sıcaklığında her bir kompresör hızı için 3 farklı elektronik genleşme valfi açıklık oranı değiştirilmiştir. Değiştirilen her bir valf pozisyonu için 24 saatlik ölçümler alınmıştır. 32 °C ortam sıcaklığında 18 adet deney sırasıyla gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar incelenmiştir.

Ardından ortam sıcaklığı 16 °C'ye sabitlenmiş ve yine 6 farklı kompresör hızı için 3 valf açıklık oranı değiştirilerek testler gerçekleştirilerek deneysel sonuçlar elde edilmiştir.

3.4.1 32 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler

Kontrol odası 32 °C ortam sıcaklığına şartlandırılmış ve hazırlanan prototipte testler gerçekleştirilmiştir.

3.4.1.1 3900 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3900 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.5'te gösterilmiştir.

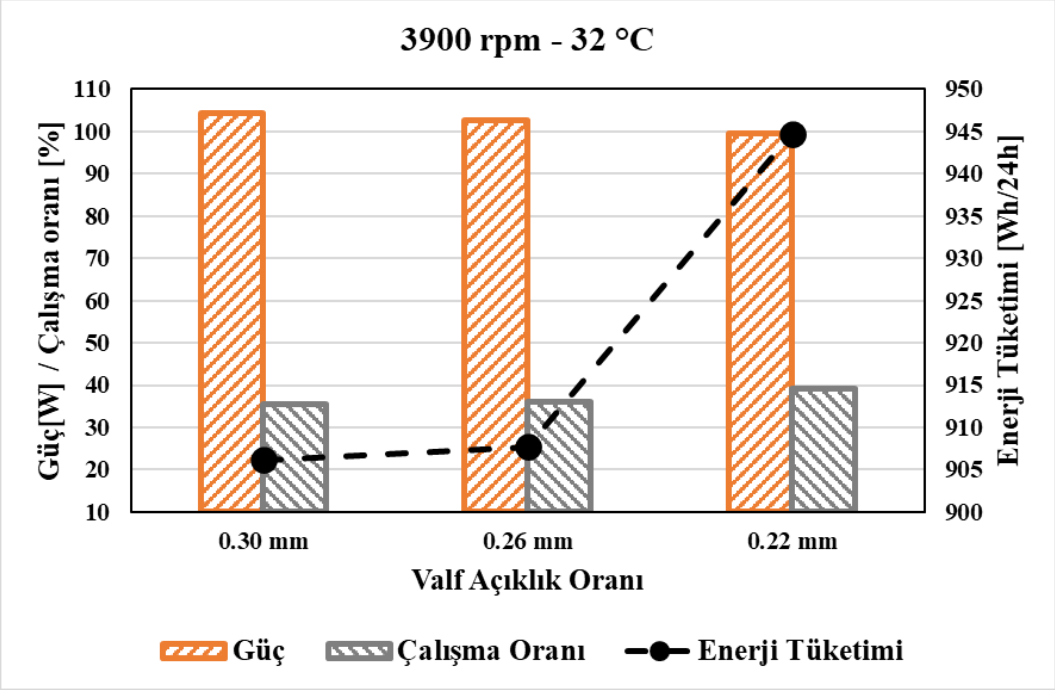
REFPROP programı kullanılarak buharlaştırıcı ve yoğuşturucu doyma basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı değerleri elde edilmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş, çıkış sıcaklıkları ise deneysel verilerden elde edilmiştir.

Tablo 3.5 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.2	32.0	32.0
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-22.2	-22.0	-22.6
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-9.2	-8.6	-7.3
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.59	0.57	0.54
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24.8	-25.6	-26.8
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	60.4	61.4	62.0
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	35.7	35.5	35.2
Yoğuşma Basıncı [bar]	9.27	9.40	9.48
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	62.8	63.4	63.8
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.5	4.5	4.2
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	30.5	30.2	29.8
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.56	0.54	0.51
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	285.6	285.1	284.4

Tablo 3.5 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	608.9	608.4	607.9
Kapasite [W]	180.5	174.8	166.3
Kompresör Güç [W]	104.4	102.7	99.5
Çalışma Oranı [-]	35.5%	36.2%	39.1%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	906.1	907.7	944.7



Şekil 3.14 32 °C ortam sıcaklığı ve 3900 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3900 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -26.8 °C olarak elde edilmiştir. Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücü azalırken, çalışma oranının artmasından kaynaklı günlük enerji tüketim değerinde artış gözlemlenmektedir. Valf açıklık

oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.14'te gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3900 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 906.1 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.

3.4.1.2 3600 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3600 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.6'da gösterilmiştir.

Tablo 3.6 3600 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

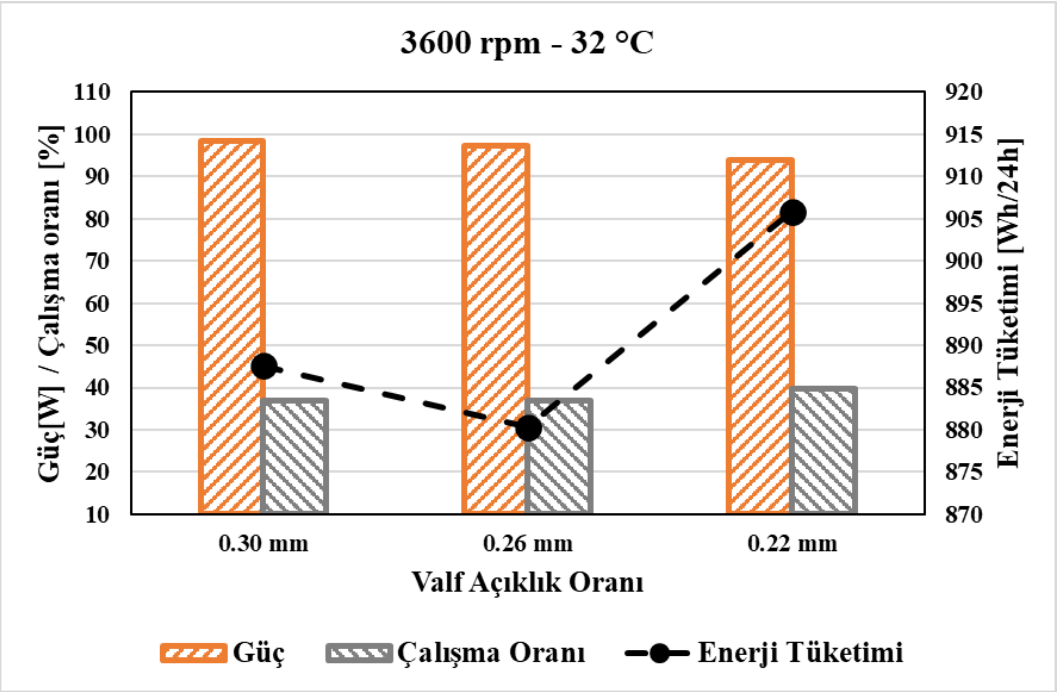
Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.1	32.1	32.1
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-21.9	-21.6	-22.3
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-8.9	-8.2	-6.9
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.60	0.58	0.56
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-24.4	-25.2	-26.0
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	59.8	60.8	61.4
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	35.4	35.0	34.7
Yoğuşma Basıncı [bar]	9.17	9.28	9.36
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	62.3	62.9	63.2

Tablo 3.6 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.2	4.5	4.3
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	30.3	29.8	29.4
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.53	0.52	0.50
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	284.9	283.9	283.1
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	608.5	607.7	607.1
Kapasite [W]	172.4	166.9	161.4
Kompresör Güç [W]	98.4	97.1	93.8
Çalışma Oranı [-]	36.9%	37.0%	39.8%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	887.6	880.3	905.8

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.15'te gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3600 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 880.3 Wh/24h değeri ile 0.26 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.

3600 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -26.0 °C olarak elde edilmiştir. Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücünde azalma, çalışma oranında artış görülürken optimum çalışma noktasına göre enerji tüketimi elektronik genleşme valfinin 0.26 mm çaplı açıklık oranında elde edilmiştir.



Şekil 3.15 32 °C ortam sıcaklığı ve 3600 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.1.3 3000 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3000 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.7'de gösterilmiştir.

Tablo 3.7 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.0	31.9	32.1
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-20.6	-20.9	-21.0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-16.9	-9.0	-7.4

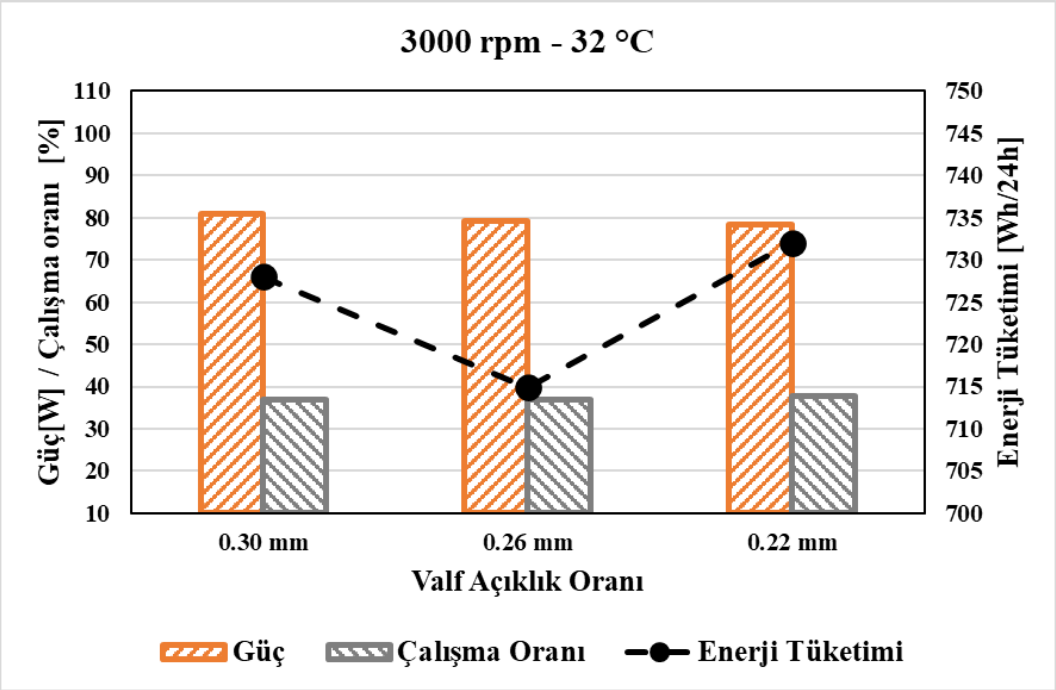
Tablo 3.7 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Buharlaşma Basıncı[bar]	0.64	0.62	0.60
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-22.9	-23.7	-24.4
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	50.7	50.4	51.7
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	39.9	38.2	36.6
Yoğuşma Basıncı [bar]	7.16	7.07	7.27
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	51.8	51.3	52.5
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.1	4.1	4.3
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	31.4	30.5	29.9
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.50	0.48	0.46
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	296.1	291.8	287.8
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	610.2	608.8	607.8
Kapasite [W]	156.1	151.9	146.7
Kompresör Güç [W]	80.8	79.1	78.3
Çalışma Oranı [-]	36.8%	36.9%	37.9%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	728.0	714.9	732.0

3000 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -24.4 °C olarak elde edilmiştir. Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücünde azalma, çalışma oranında artış görülürken optimum çalışma noktasına göre enerji tüketimi elektronik genleşme valfinin 0.26 mm çaplı açıklık oranında elde edilmiştir.

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.16'da gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3600 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketimi 714.9 Wh/24h değeri ile 0.26 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.

Valfteki kısılma miktarı artıkça soğutucu akışkandaki debi miktarının düştüğü görülmektedir. Debideki azalışa bağlı olarak evaporatörden alınan kapasitede net bir azalış yapılan hesaplamalarda görülmüştür.



Şekil 3.16 32 °C ortam sıcaklığı ve 3000 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.1.4 2400 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

2400 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.8'de gösterilmiştir.

Tablo 3.8 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

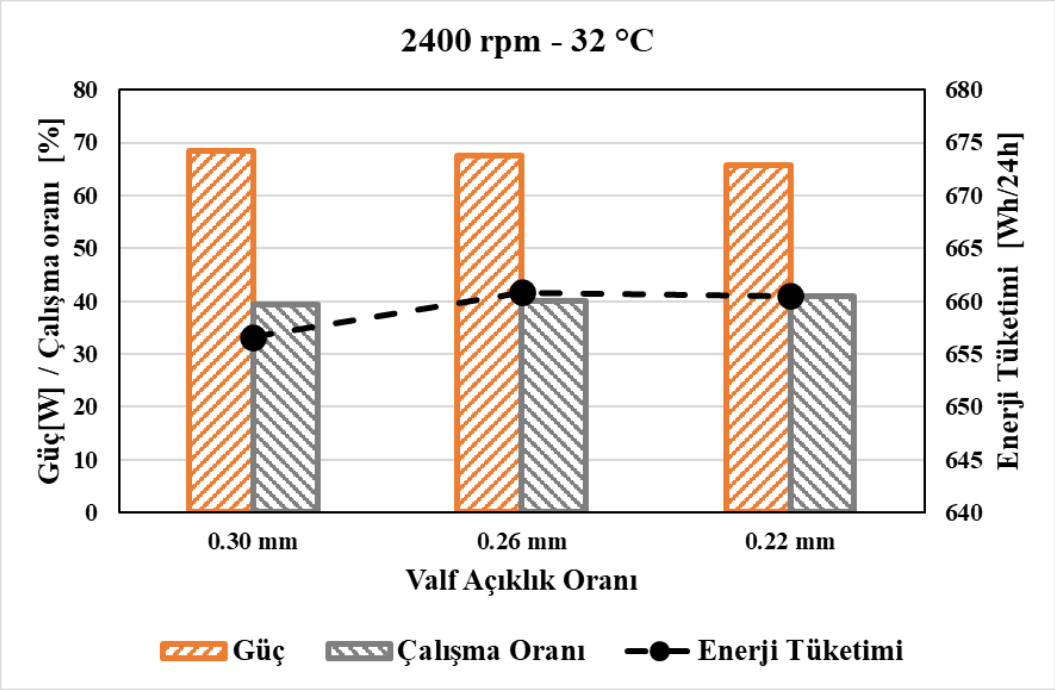
Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	31.9	31.9	32.0
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-17.5	-17.7	-18.4
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-16.9	-14.6	-6.4
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.72	0.69	0.67
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-20.2	-21.2	-21.9
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	49.5	49.2	49.5
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	43.2	41.8	38.7
Yoğuşma Basıncı [bar]	6.77	6.72	6.79
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	49.5	49.2	49.7
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.0	4.0	4.1
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	32.4	31.7	30.5

Tablo 3.8 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.46	0.44	0.43
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	304.5	300.9	293.1
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	611.7	610.6	608.6
Kapasite [W]	142.8	137.5	134.8
Kompresör Güç [W]	68.4	67.6	65.8
Çalışma Oranı [-]	39.2%	40.0%	41.0%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	656.6	660.8	660.5

2400 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -21.9 °C olarak elde edilmiştir.Kısılmanın artmasıyla kompresör gücünde azalma, çalışma oranında artış görülürken en yüksek enerji tüketimi elektronik genleşme valfinin 0.26 mm çaplı açıklık oranında görülürken, optimum çalışma noktasına göre enerji tüketimi elektronik genleşme valfinin 0.30 mm en büyük çaplı açıklık oranında elde edilmiştir.

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.17'de gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 2400 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketimi 656.6 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.17 32 °C ortam sıcaklığı ve 2400 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.1.5 1800 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

1800 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.9'da gösterilmiştir.

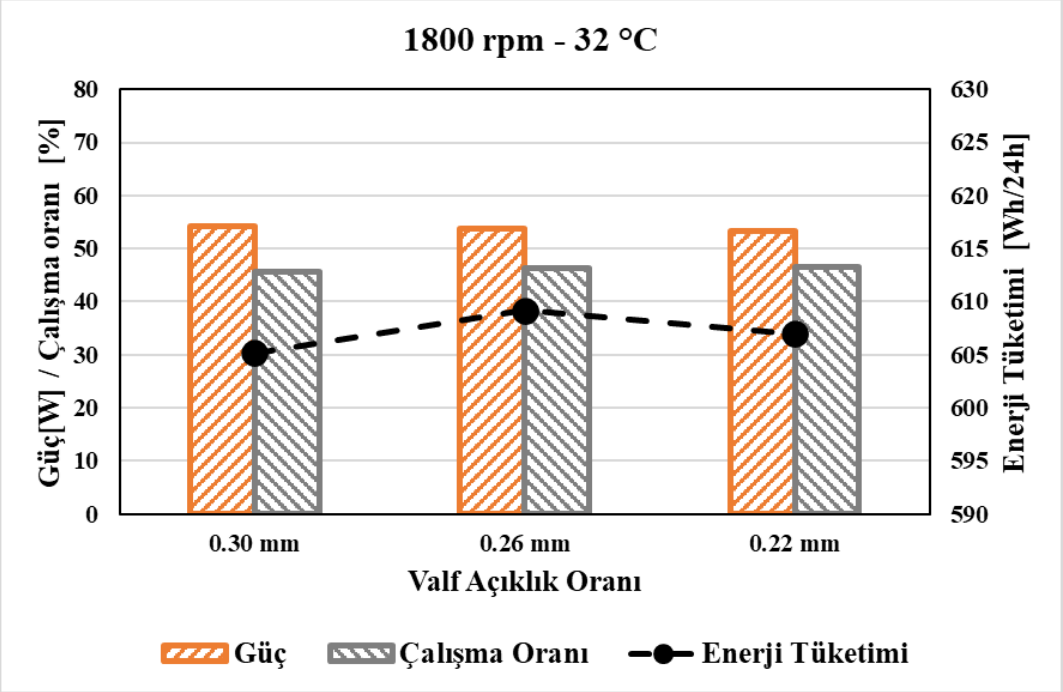
Tablo 3.9 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.0	32.1	32.1
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-16.1	-16.3	-16.3
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-5.7	-5.2	-5.0

Tablo 3.9 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Buharlaşma Basıncı[bar]	0.79	0.78	0.77
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-18.0	-18.3	-18.6
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	47.1	47.2	47.6
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	37.9	36.9	35.7
Yoğuşma Basıncı [bar]	6.54	6.54	6.58
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	48.1	48.1	48.4
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.2	4.1	4.1
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	30.6	29.8	29.0
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.39	0.39	0.38
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	291.0	288.5	285.5
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	608.4	607.0	605.7
Kapasite [W]	123.9	122.7	121.3
Kompresör Güç [W]	54.1	53.8	53.3
Çalışma Oranı [-]	45.6%	46.3%	46.4%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	605.2	609.2	607.0

1800 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -18.6 °C olarak elde edilmiştir. Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücü azalırken, çalışma oranının artmasından kaynaklı günlük enerji tüketim değerinde artış gözlemlenmektedir. Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.18'de gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 1800 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 605.2 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.18 32 °C ortam sıcaklığı ve 1800 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.1.6 1300 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

1300 rpm kompresör hızı ve 32 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.10'da gösterilmiştir.

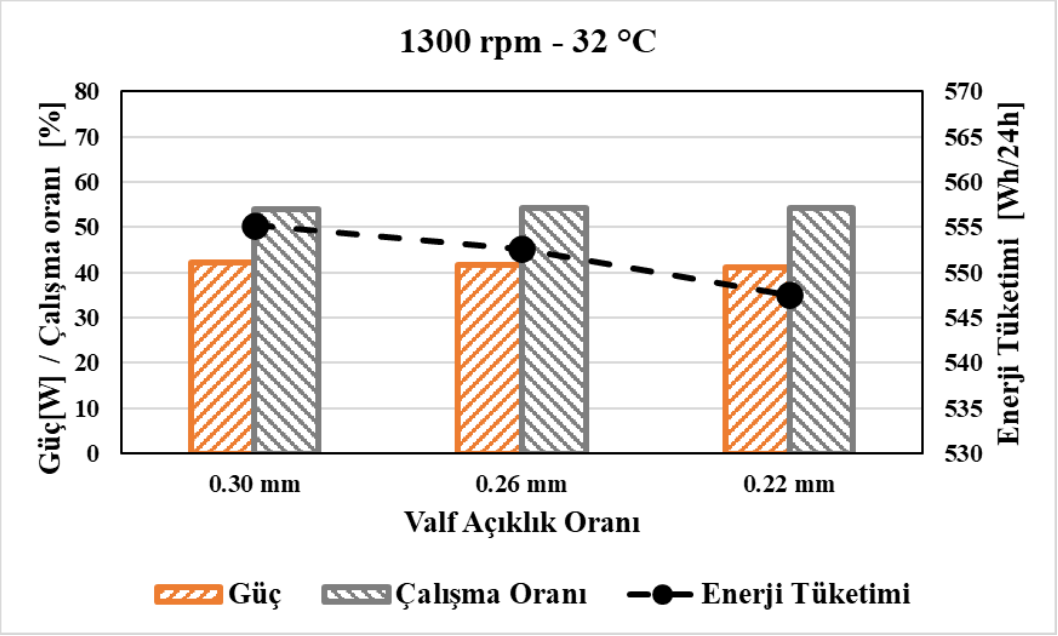
Tablo 3.10 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	32.0	31.9	32.1
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-13.3	-13.2	-13.5
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-8.2	-4.0	-3.2
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.91	0.90	0.88
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-14.5	-14.7	-15.3
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	45.2	45.2	45.0
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	40.9	40.7	39.6
Yoğuşma Basıncı [bar]	6.13	6.13	6.10
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	45.6	45.6	45.4
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	4.0	4.0	4.0
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	31.9	31.2	30.0
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.33	0.33	0.32
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	298.6	298.1	295.3
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	610.2	609.0	607.0
Kapasite [W]	102.3	101.3	99.5

Tablo 3.10 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Kompresör Güç [W]	42.2	41.8	41.2
Çalışma Oranı [-]	54.0%	54.3%	54.1%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	555.2	552.6	547.5

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.19'da gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 1300 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 547.5 Wh/24h değeri ile 0.22 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.19 32 °C ortam sıcaklığı ve 1300 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.2 16 °C Ortam Sıcaklığında Gerçekleştirilen Testler

Kontrol odası 16 °C ortam sıcaklığına şartlandırılmış ve hazırlanan prototipte testler gerçekleştirilmiştir.

3.4.2.1 3900 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3900 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.11'de gösterilmiştir.

Tablo 3.11 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

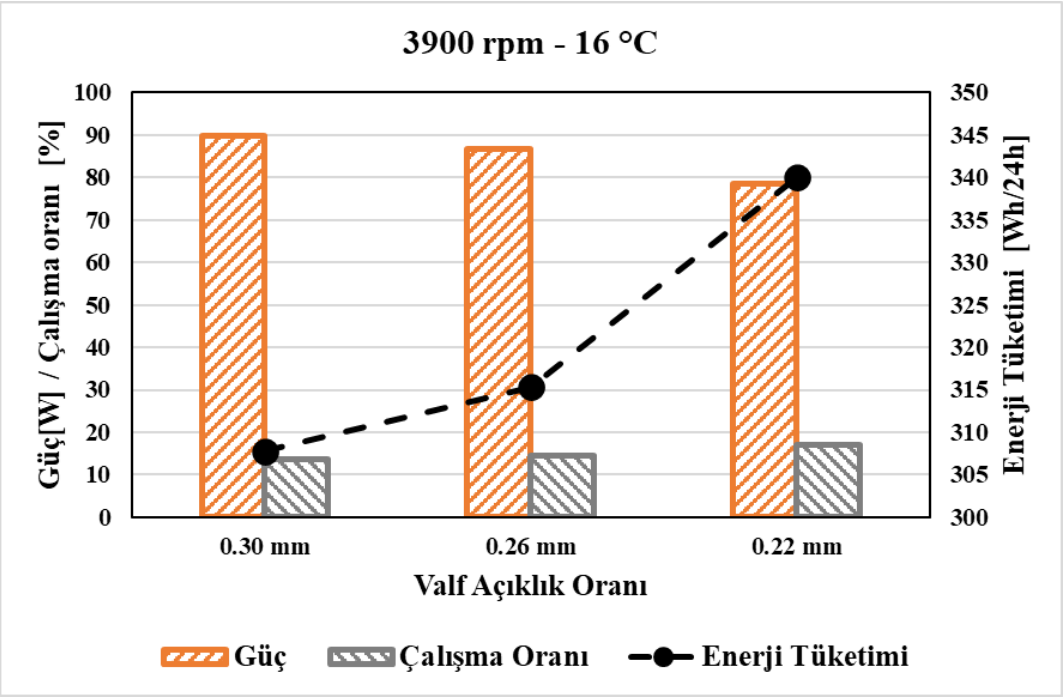
Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.1	16.1	16.2
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23.7	-24.3	-27.3
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-16.2	-9.9	-7.2
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.48	0.46	0.39
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-29.4	-30.3	-33.8
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	36.9	37.0	36.0
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	24.5	21.9	18.8
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.94	4.92	4.79
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37.3	37.1	36.1
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.6	3.6	3.5
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	18.5	17.1	15.5

Tablo 3.11 3900 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.50	0.48	0.40
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	257.9	251.6	244.1
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	589.2	587.0	584.6
Kapasite [W]	165.6	159.6	134.6
Kompresör Güç [W]	89.7	86.8	78.6
Çalışma Oranı [-]	13.6%	14.4%	17.1%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	307.8	315.3	340.0

3900 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -33.8 °C olarak elde edilmiştir. Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücü azalırken, çalışma oranının artmasından kaynaklı günlük enerji tüketim değerinde artış gözlemlenmektedir. Elektronik genleşme valfinin büyük çaplı açıklık oranından orta çaplı açıklık oranına geçerken enerji tüketimindeki artış %2.4 iken, orta çaplı açıklık oranından küçük çaplı açıklık oranına geçişte bu artış %7.8'dir.Kısılmanın etkisiyle Kompresör gücü 89.7 W'dan 78.6 W'a düşüş gösterse de, çalışma oranındaki artışın etkisi daha baskın gelmesinden kaynaklı enerji tüketimindeki artış engellenememektedir.

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.20'de gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3900 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 307.8 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.20 16 °C ortam sıcaklığı ve 3900 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.2.2 3600 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3600 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.12'de gösterilmiştir.

Tablo 3.12 3600 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.0	16.1	16.0
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23.0	-23.9	-26.7
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-16.7	-9.7	-7.0

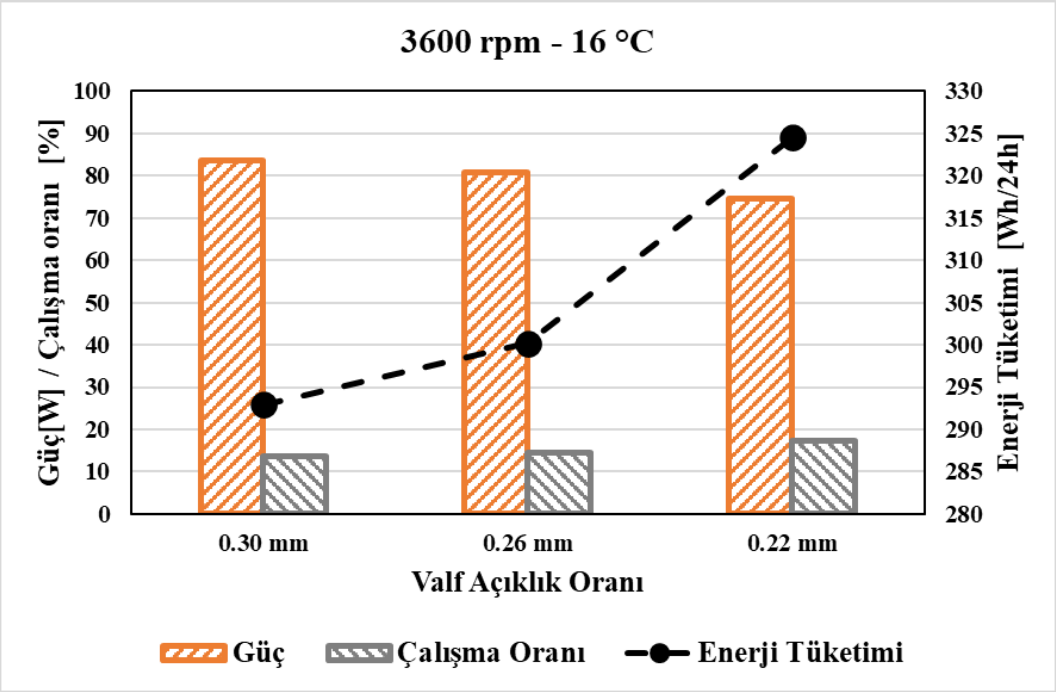
Tablo 3.12 3600 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Buharlaşma Basıncı[bar]	0.50	0.47	0.41
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-28.5	-29.8	-32.7
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	36.5	36.7	35.8
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	24.6	21.9	18.8
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.90	4.88	4.78
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	37.0	36.8	36.0
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.6	3.6	3.5
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	18.4	17.1	15.5
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.49	0.45	0.39
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	258.1	251.6	244.1
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	588.9	586.9	584.5
Kapasite [W]	160.7	151.7	131.7
Kompresör Güç [W]	83.6	80.7	74.5
Çalışma Oranı [-]	13.8%	14.5%	17.4%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	292.9	300.2	324.5

3900 rpm kompresör hızı için en düşük buharlaşma sıcaklığı elektronik genleşme valfinin açıklık oranın en düşük olduğu 0.22 mm çapta -32.7 °C olarak elde

edilmiştir. E Elektronik genleşme valfi açıklık oranı 0.30 mm en büyük çaptan 0.22 mm en düşük çapa geçerken buharlaşma sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Kısılmanın artmasıyla kompresör gücü azalırken, çalışma oranının artmasından kaynaklı günlük enerji tüketim değerinde artış gözlemlenmektedir.

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.21'de gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3600 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 292.9 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.21 16 °C ortam sıcaklığı ve 3600 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.2.3 3000 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

3000 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.13'te gösterilmiştir.

3000 rpm deney sonuçlarına göre 16 °C ortam sıcaklığında enerji tüketimini minimuma indirmek için valf konumunu 0.30 mm çaplı açıklık oranına değiştirmek

gerektiği görülmüştür. Bu sayede enerji tüketimi orta ve küçük çaplı açıklık oranlarına göre sırasıyla %2 ve %17.2 azaltılmaktadır.

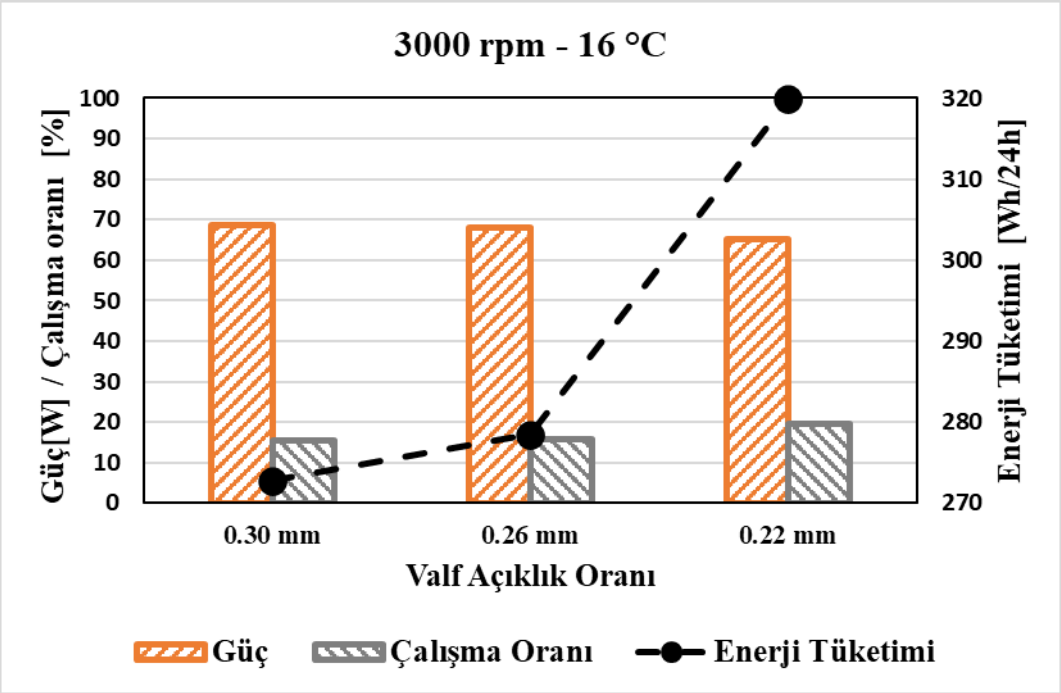
Tablo 3.13 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.2	15.9	16.1
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-23.4	-23.1	-25.6
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-11.5	-8.1	-6.2
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.54	0.51	0.47
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-26.7	-28.0	-29.8
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	35.6	36.3	41.3
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	20.4	18.5	17.3
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.82	4.90	5.69
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	36.4	37.0	42.6
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.5	3.6	3.4
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	16.1	15.2	14.6
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.45	0.42	0.37
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	248.0	243.4	240.6
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	585.0	583.6	582.8

Tablo 3.13 3000 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Kapasite [W]	151.0	142.0	127.2
Kompresör Güç [W]	68.6	67.9	65.1
Çalışma Oranı [-]	15.4%	15.8%	19.4%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	272.8	278.5	319.9

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.22'de gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 3000 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 272.8 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.22 16 °C ortam sıcaklığı ve 3000 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.4.2.4 2400 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

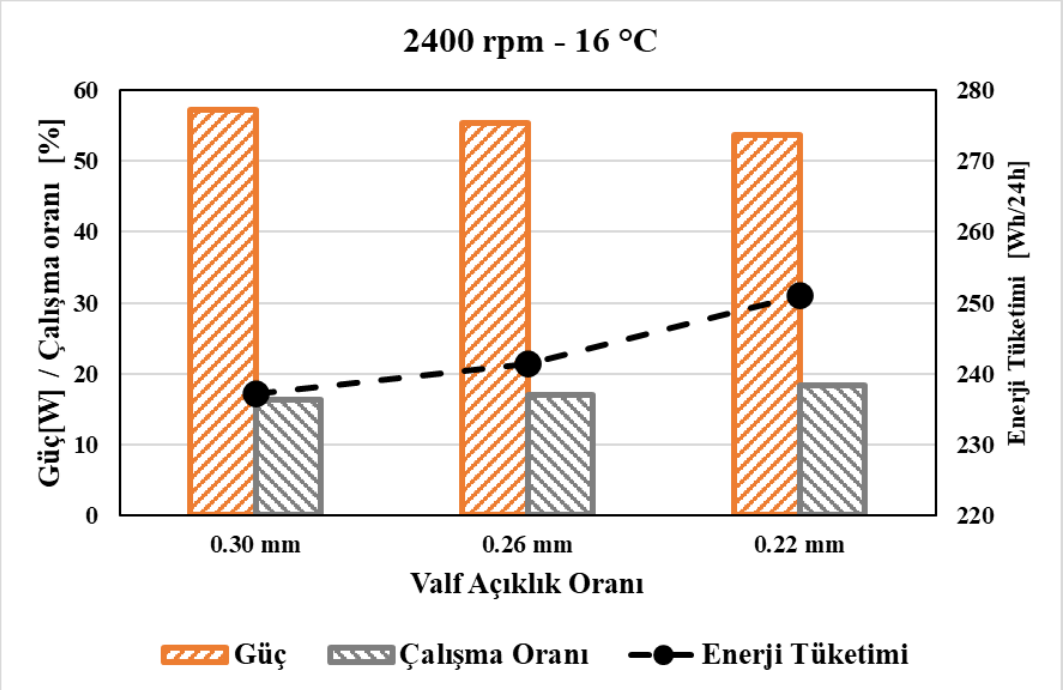
2400 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.14'te gösterilmiştir.

Tablo 3.14 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.0	15.9	15.9
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-20.2	-21.1	-23.0
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-10.0	-7.1	-5.6
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.62	0.58	0.53
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-23.7	-25.2	-27.2
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	33.3	33.2	33.5
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	23.5	21.3	18.8
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.48	4.47	4.46
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	33.6	33.6	33.5
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.6	3.6	3.6
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	17.8	16.6	15.2

Tablo 3.14 2400 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.42	0.39	0.34
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	255.4	250.1	244.1
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	587.5	585.7	583.6
Kapasite [W]	139.0	129.3	117.1
Kompresör Güç [W]	57.3	55.4	53.7
Çalışma Oranı [-]	16.3%	17.0%	18.4%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	237.2	241.4	251.0



Şekil 3.23 16 °C ortam sıcaklığı ve 2400 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

16 °C ortam şartı, 2400 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 237.2 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.

3.4.2.5 1800 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

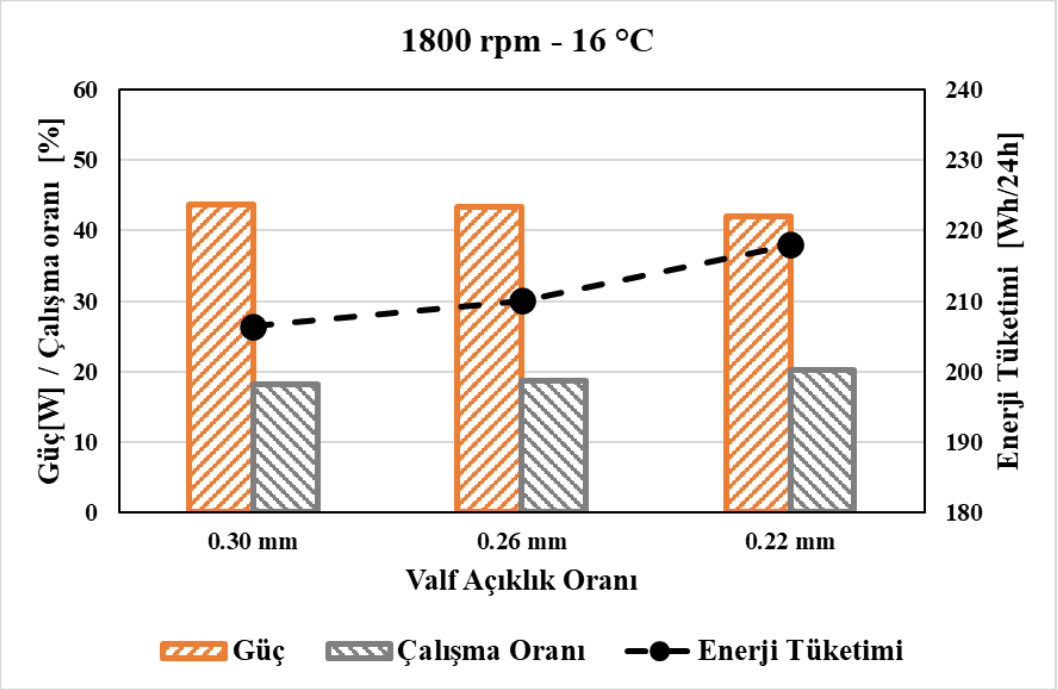
1800 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.15'te gösterilmiştir.

Tablo 3.15 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.1	16.1	16.0
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-17.5	-18.3	-19.9
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-8.4	-5.7	-4.8
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.73	0.69	0.64
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-19.8	-21.2	-22.9
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	31.7	31.6	31.7
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	23.5	21.9	19.2
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.29	4.27	4.28
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	32.1	31.9	32.0
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.7	3.6	3.6
Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	17.5	16.5	15.2

Tablo 3.15 1800 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.38	0.35	0.32
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	255.4	251.5	245.0
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	586.6	585.1	583.1
Kapasite [W]	125.2	116.9	108.4
Kompresör Güç [W]	43.8	43.3	42.0
Çalışma Oranı [-]	18.1%	18.7%	20.2%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	206.4	210.1	218.0



Şekil 3.24 16 °C ortam sıcaklığı ve 1800 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.24'te gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 1800 rpm kompresör

hızındaki en düşük enerji tüketim 206.4 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.

3.4.2.6 1300 rpm Kompresör Hızı İçin Sistem Sıcaklıkları ve Enerji Tüketimi Değişimi

1300 rpm kompresör hızı ve 16 °C ortam sıcaklığındaki enerji tüketimi değerleri, buzdolabı çalışma oranları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcıdan sağlanan kapasite Tablo 3.16'da gösterilmiştir.

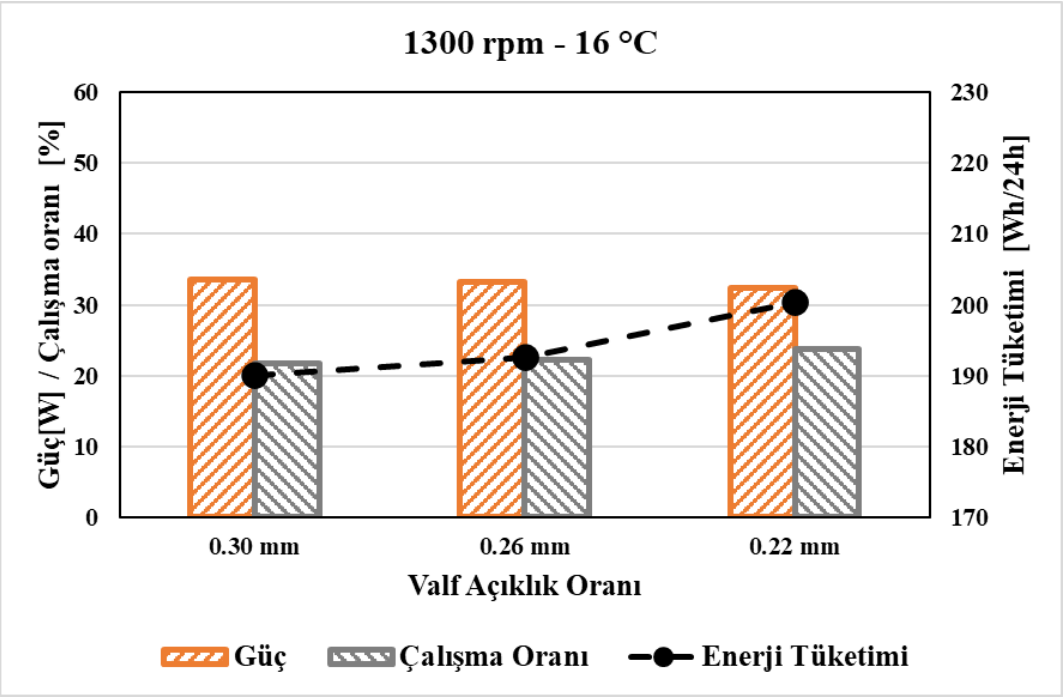
Tablo 3.16 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi

Sistem Sıcaklıkları/Valf Açıklık Oranı Çapı	0.30 mm	0.26 mm	0.22 mm
Ortam Sıcaklığı [°C]	16.1	16.0	16.0
Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı [°C]	-16.3	-16.3	-17.1
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı [°C]	-4.1	-3.8	-3.2
Buharlaşma Basıncı[bar]	0.81	0.79	0.75
Buharlaşma Sıcaklığı [°C]	-17.3	-17.9	-19.2
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı [°C]	30.8	31.0	31.0
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı [°C]	17.9	17.3	16.9
Yoğuşma Basıncı [bar]	4.22	4.24	4.24
Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	31.5	31.7	31.7
Ortalama Kabin İç Sıcaklığı [°C]	3.6	3.6	3.5

Tablo 3.16 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapı için sistem sıcaklıkları ve günlük enerji tüketimi (devamı)

Kompresör Dönüş Sıcaklığı [°C]	14.5	14.0	13.8
Soğutucu Akışkan Debisi [g/s]	0.30	0.29	0.27
Yoğuşturucu Çıkış Entalpisi [kJ/kg]	241.9	240.5	239.6
Kompresör Giriş Entalpisi [kJ/kg]]	581.3	580.6	580.4
Kapasite [W]	101.3	99.0	93.1
Kompresör Güç [W]	33.6	33.2	32.4
Çalışma Oranı [-]	21.7%	22.2%	23.8%
Günlük Enerji Tüketimi [Wh/24h]	190.1	192.6	200.4

Valf açıklık oranına göre güç, çalışma oranı ve enerji tüketim değerleri üzerindeki etkisi şekil 3.25'te gösterilmektedir. 32 °C ortam şartı, 1300 rpm kompresör hızındaki en düşük enerji tüketim 190.1 Wh/24h değeri ile 0.30 mm valf açıklık oranı çapında elde edilmiştir.



Şekil 3.25 16 °C ortam sıcaklığı ve 1300 rpm kompresör hızı için güç, çalışma oranı ve enerji tüketimi

3.5 İstatistiksel Analiz ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

3.5.1 İstatiksel Analiz

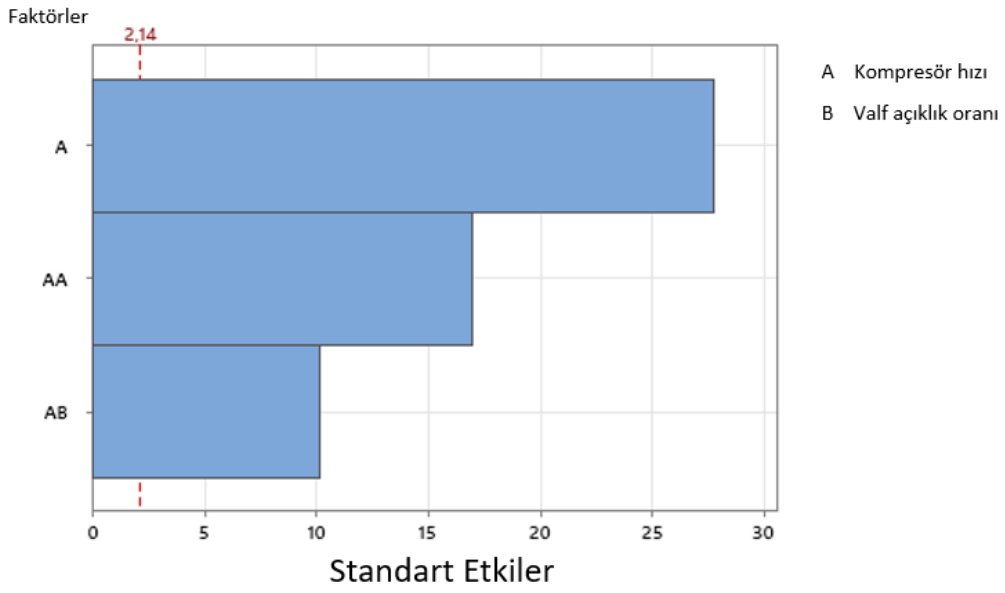
İstatistik sayesinde veri analiz etme ve ardından yorumlama süreçlerinde kullanılan önemli metottur. İstatistiksel analiz, toplanan verilerden anlam çıkarmaya ve karar alınmasında rol oynar. Veri analizi, karar verme süreçlerinde objektif ve bilgiye dayalı bir yaklaşım sunar. İstatistiksel analiz, veri setlerini anlama, örüntüleri belirleme, verilerin arasındaki boşlukları anlamlandırma ve gelecekteki eğilimleri tahmin etme konularında yardımcı olur.

Bu çalışmada istatiksel analiz için Minitab 2021 programı kullanılmıştır. Minitab, istatistiksel analiz ve veri görselleştirme için tasarlanmış bir yazılımdır. Minitab, kullanıcılara hipotez testi, regresyon analizi, ANOVA ve t-test dahil olmak üzere çeşitli istatistiksel analiz yapma araçları sunmaktadır. Buna ek olarak Minitab, elde edilen sonuçları grafikler ile görselleştirerek kullanıcıya daha kolay anlaşılır bilgi aktarmaktadır. Veriye dayalı karar vermeyi mümkün kılmak için istatistiksel analiz, görselleştirme ve tahmine dayalı iyileştirme analitiği sağlamaktadır.

Bu çalışmada elde edilen deneysel veriler regresyon analizine tabi tutulmuştur. Sonuçlar pareto grafik diyagramlarında incelenmiştir ve değişkenlerin sonuçlar üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Ardından olasılık testi yapılarak verilerin normal dağılım gösterdiğinin kontrolü yapılmıştır. Son olarak sonuçlar pasta grafiğinde görselleştirilerek etkilerin yüzdesel gösterimi sağlanmıştır.

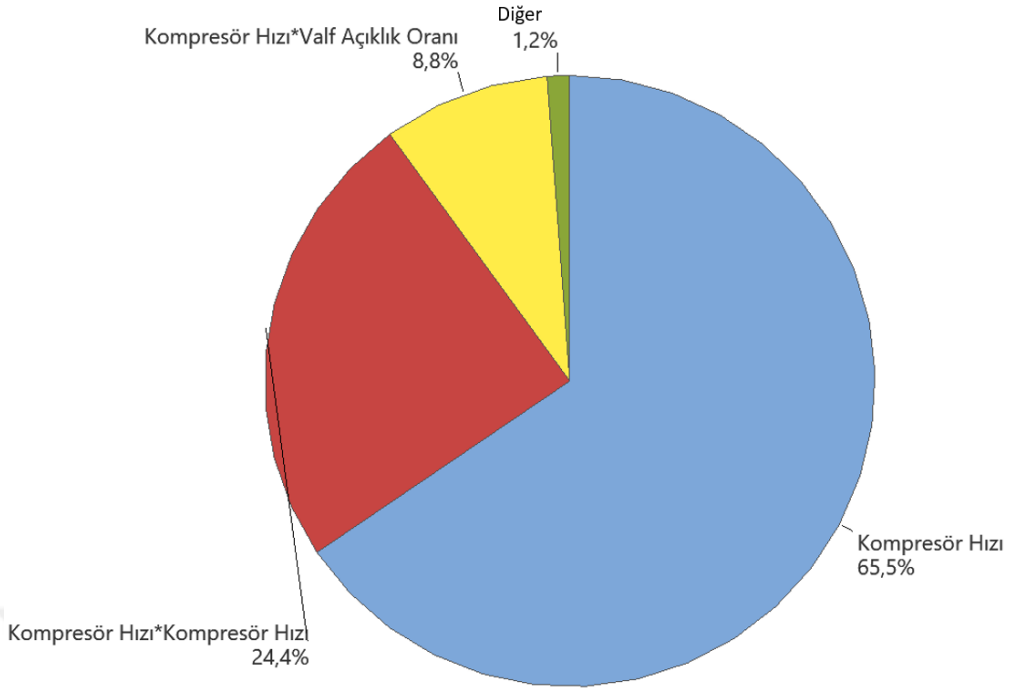
3.5.2 32 °C Deney Sonuçlarının İstatiksel Karşılaştırılması

Elektronik genleşme valfinin 3 farklı açıklık oranının çapı (0.30 mm, 0.26 mm, 0.22 mm), ve 6 farklı kompresör hızı (3900 rpm, 3600 rpm, 3000 rpm, 2400 rpm, 1800 rpm, 1300 rpm) parametrelerine bağlı olarak buharlaşma basıncı, enerji tüketim değerleri, kapasite, güç, debi ve buzdolabı çalışma oranı değişimleri üzerine 32 °C ortam koşulunda deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar istatiksel olarak irdelenmiştir.



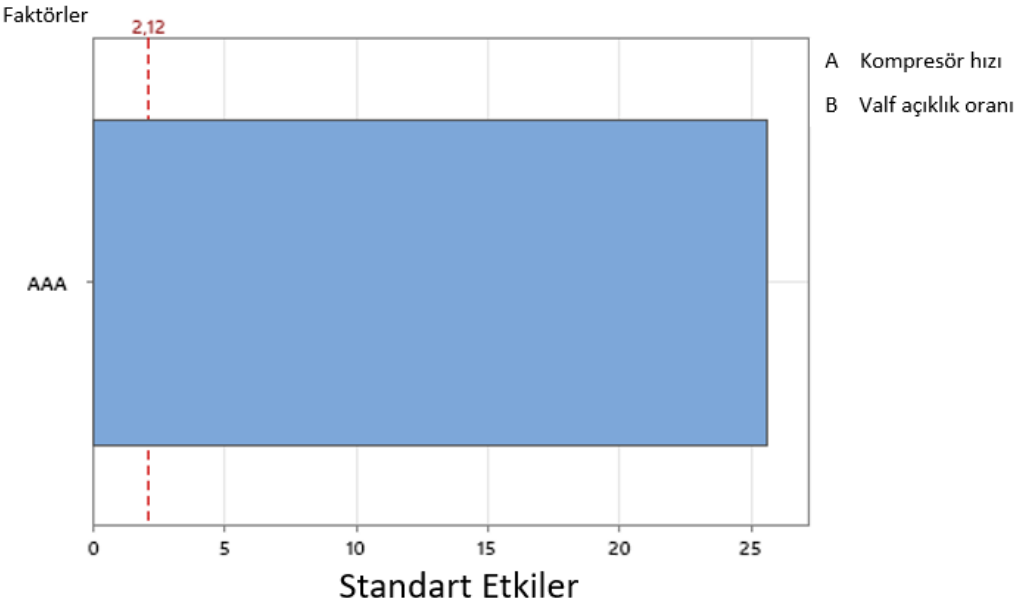
Şekil 3.26 32°C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin grafiği

Şekil 3.26'de pareto diyagramında deney parametrelerinin buharlaşma sıcaklığına etkileri gösterilmektedir. 32 °C ortam sıcaklığında buharlaşma basıncı üzerinde kompresör hızının etkisinin, diğer parametrelere göre daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır. 32 °C ortam sıcaklığında valf açıklık oranı için kompresör hızının ikili etkisinin sonuçlar üzerinde etkisi vardır.

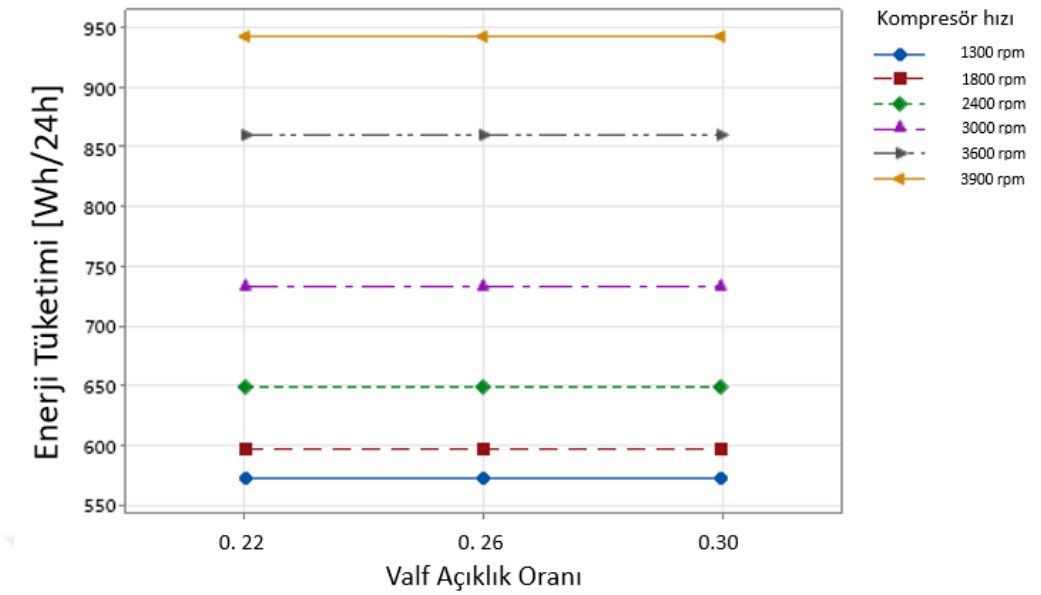


Şekil 3.27 32°C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin yüzdesel gösterimi

32 °C ortam koşulunda enerji tüketimi üzerine parametrelerin etkileri şekil 3.28'de pareto diyagramında ve şekil 3.29'da da parametrelerin etkileşimleri gösterilmektedir.



Şekil 3.28 32°C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği



Şekil 3.29 32 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği

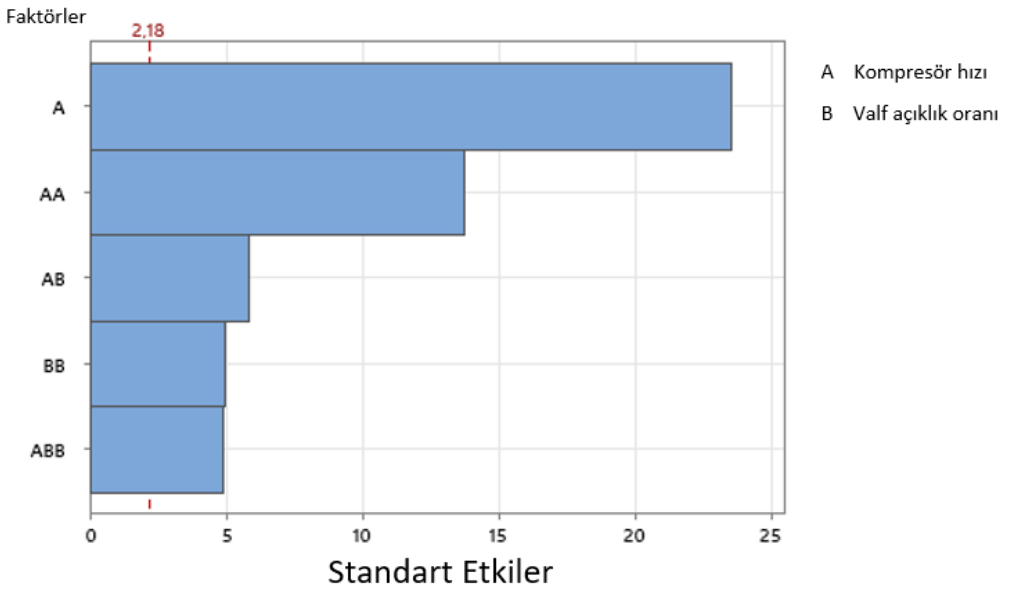
Şekil 3.28 ve şekil 3.29'da görüldüğü üzere, enerji tüketimi sonuçlarında yalnızca kompresör hızının üçlü etkileşiminin baskın olduğu görülmektedir.

32 °C ortam sıcaklığında değişkenlerin, kapasite, güç, debi ve buzdolabı çalışma oranı üzerindeki etkilerine bakıldığı zaman en etkili parametrenin kompresör hızı olduğu, kompresör hızının ikili ve üçlü etkileşimlerinde valf açıklık oranının da etkisi olduğu görülmektedir.

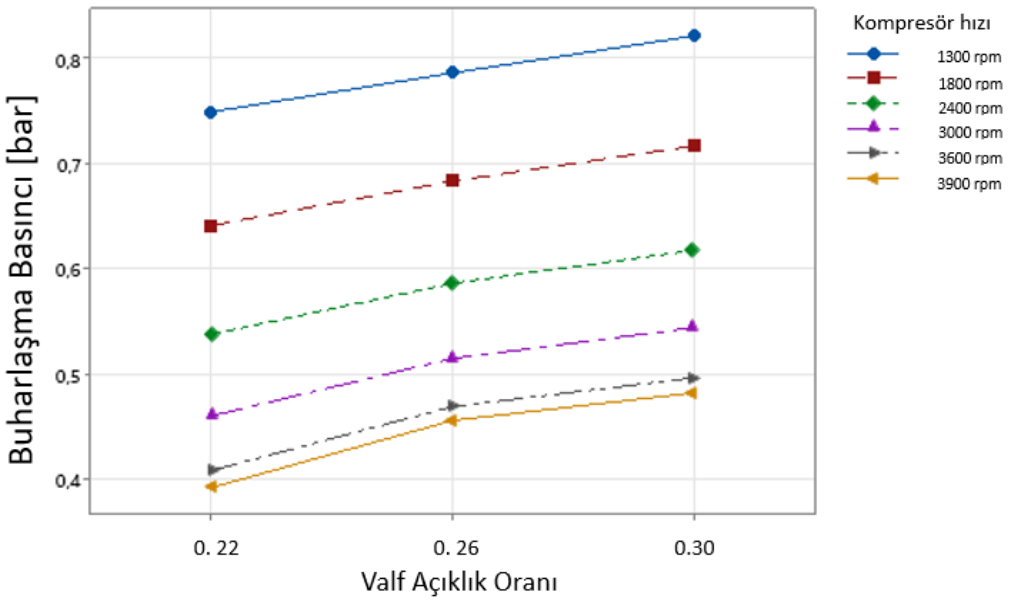
3.5.3 16 °C Deney Sonuçlarının İstatiksel Karşılaştırılması

Elektronik genleşme valfinin 3 farklı açıklık oranının çapı (0.30 mm, 0.26 mm, 0.22 mm), ve 6 farklı kompresör hızı (3900 rpm, 3600 rpm, 3000 rpm, 2400 rpm, 1800 rpm, 1300 rpm) parametrelerine bağlı olarak buharlaşma basıncı, enerji tüketim değerleri, kapasite, güç, debi ve buzdolabı çalışma oranı değişimleri üzerine 16 °C ortam koşulunda deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar istatiksel olarak irdelenmiştir.

16 °C ortam koşulunda buharlaşma basıncı üzerine parametrelerin etkileri şekil 3.30'da pareto diyagramında ve şekil 3.31'de de parametrelerin etkileşimleri gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, buharlaşma basıncını etkileyen faktörlerden biri kompresör hızı olsa da valf açıklık oranının ikili ve üçlü etkileşimlerde etkisinin olduğu görülmektedir.

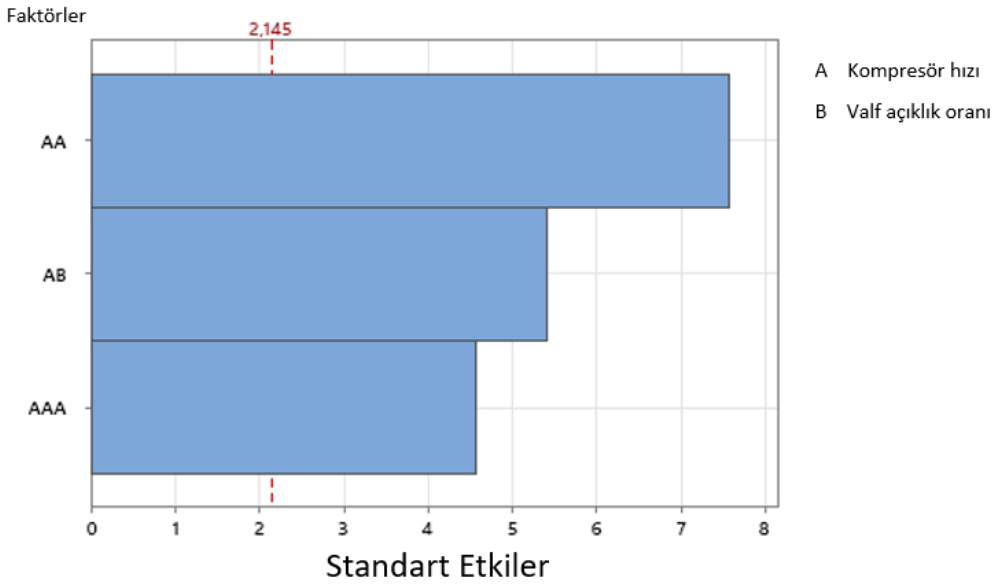


Şekil 3.30 16 °C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin grafiği

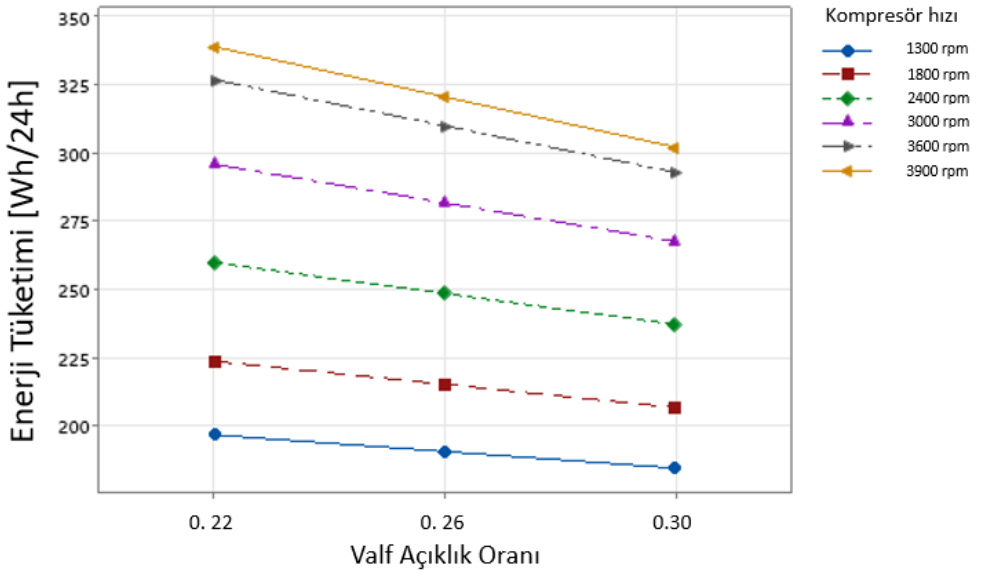


Şekil 3.31 16 °C'de buharlaşma basıncını etkileyen parametrelerin etki grafiği

16 °C ortam koşulunda enerji tüketimi üzerine parametrelerin etkileri şekil 3.32'de pareto diyagramında ve şekil 3.33'te de parametrelerin etkileşimleri gösterilmektedir.



Şekil 3.32 16 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin grafiği



Şekil 3.33 16 °C'de enerji tüketimini etkileyen parametrelerin etki grafiği

Şekil 3.32 ve şekil 3.33'te görüldüğü üzere, enerji tüketimi sonuçlarında en önemli etki kompresör hızının ikili ve üçlü etkileşimlerinde görülürken, valf açıklık oranının kompresör hızının ikili etkileşimi enerji tüketimini etkileyen bir faktör olduğu gözlemlenmiştir.

Buzdolabının çalıştığı ortam sıcaklığı 16 °C de, her bir kompresör hızı için valf açıklık oranı çapının 0.30 mm değerinde, en az enerji tüketimi olduğu şekil 3.33'te değerlendirilmiştir.

16 °C ortam sıcaklığında değişkenlerin kapasite üzerindeki etkisine bakıldığında %45.8 ile kompresör hızı ve valf açıklık oranın ikili etkileşiminin en büyük etkiye sahip olduğu, güç üzerinde kompresör hızının %86.4 ile tek başına etkili olduğu gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkan debisi üzerinde %37.2, buzdolabı çalışma oranı üzerinde 24.2 ile kompresör hızının valf açıklık oranıyla ikili etkileşiminin daha etkili görülmüştür.

4
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, 3900, 3600, 3000, 2400, 1800 ve 1300 rpm olmak üzere farklı kompresör hızlarında, 16 ve 32 °C olmak üzere iki farklı ortam sıcaklığında, elektronik genleşme valfi açıklık oranının, buzdolabı enerji tüketimine etkisi üzerine deneysel çalışma yapılmıştır. Deneylerden alınan sonuçlar istatiksel olarak analiz edilmiştir. Çalışmanın sonuçlarında;

1. Buzdolabının çalıştığı ortam sıcaklığı 32 °C de, 3900,2400 ve 1800 rpm kompresör hızlarında, valf açıklık oranı çapının 0.30 mm en az enerji tüketimini sağladığı, 3600 ve 3000 rpm kompresör hızlarında valf açıklık oranı çapının 0.26 mm en az enerji tüketimini sağladığı, 1300 rpm kompresör hızında valf açıklık oranı çapının 0.22 mm en az enerji tüketimini sağlayan değerler olduğu değerlendirilmiştir.
2. Buzdolabının çalıştığı ortam sıcaklığı 16 °C de, her bir kompresör hızı için valf açıklık oranı çapının 0.30 mm değerinde, en az enerji tüketimi olduğu değerlendirilmiştir.
3. Yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan kompresör hızlarındaki valfin açıklık oranının etkilerine bakıldığı zaman, 1300 rpm deney sonuçlarına göre 32 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun 0.30 mm, 0.26 mm ve 0.22 mm çaplı açıklık oranlarından 0.22 mm olduğu değerlendirilmiştir. 16 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun açıklık oranlarından 0.30 mm olduğu değerlendirilmiş olup, buzdolabı enerji standardına (EN-62552) göre, enerji tüketim hesabında 32 °C ve 16 °C olmak üzere iki farklı ortam sıcaklığı hesaba katıldığından, yukarıda ifade edilen en az enerji tüketimini sağlayan valf konumları ayarlandığında, valfin pozisyonu sadece 0.30 mm, 0.26 mm çaptaki açıklık oranlarında değişmeden farklı ortam sıcaklıklarında sabit tutulmasına göre enerji tüketiminde %1.0, sadece 0.22 mm çapta sabit olmasına göre enerji tüketiminde %1.4 azalma olduğu sonucuna varılmıştır.

4. 2400 rpm deney sonuçlarına göre 16 °C ve 32 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun 0.30 mm, 0.26 mm ve 0.22 mm çaplı açıklık oranlarından 0.30 mm olduğu değerlendirilmiştir. Buzdolabı enerji standardına göre, enerji tüketim hesabında 32 °C ve 16 °C olmak üzere iki farklı ortam sıcaklığı hesaba katıldığından, yukarıda ifade edilen en az enerji tüketimini sağlayan valf konumları ayarlandığında, valfin pozisyonu sadece 0.26 mm çaptaki açıklık oranlarında değişmeden farklı ortam sıcaklıklarında sabit tutulmasına göre enerji tüketiminde %0.9, sadece 0.22 mm çapta sabit olmasına göre enerji tüketiminde %2.0 azalma olduğu sonucuna varılmıştır.
5. 3000 rpm deney sonuçlarına göre 32 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun 0.30 mm, 0.26 mm ve 0.22 mm çaplı açıklık oranlarından 0.26 mm olduğu değerlendirilmiştir. 16 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun açıklık oranlarından 0.30 mm olduğu değerlendirilmiş olup, buzdolabı enerji standardına göre, enerji tüketim hesabında 32 °C ve 16 °C olmak üzere iki farklı ortam sıcaklığı hesaba katıldığından, yukarıda ifade edilen en az enerji tüketimini sağlayan valf konumları ayarlandığında, valfin pozisyonu sadece 0.26 mm çaptaki açıklık oranlarında değişmeden farklı ortam sıcaklıklarında sabit tutulmasına göre enerji tüketiminde %0.6, sadece 0.22 mm çapta sabit olmasına göre enerji tüketiminde %6.5 azalma olduğu sonucuna varılmıştır.
6. 3600 rpm deney sonuçlarına göre 32 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun 0.30 mm, 0.26 mm ve 0.22 mm çaplı açıklık oranlarından 0.26 mm olduğu değerlendirilmiştir. 16 °C ortam sıcaklığında enerji tüketiminin en az olduğu valf konumunun açıklık oranlarından 0.30 mm olduğu değerlendirilmiş olup, buzdolabı enerji standardına göre, enerji tüketim hesabında 32 °C ve 16 °C olmak üzere iki farklı ortam sıcaklığı hesaba katıldığından, yukarıda ifade edilen en az enerji tüketimini sağlayan valf konumları ayarlandığında, valfin pozisyonu sadece 0.26 mm çaptaki açıklık oranlarında değişmeden farklı ortam sıcaklıklarında sabit tutulmasına göre enerji tüketiminde %0.6, sadece 0.22 mm çapta sabit olmasına göre enerji tüketiminde %4.9 azalma olduğu sonucuna varılmıştır.

7. Diğer kompresör hızlarında benzer durumlar görülse de enerji tüketimindeki iyileşme değişkenlik göstermektedir. Buharlaşma sıcaklığını optimize etmek içinde, aynı kompresör hızında kısılmayı dolayısıyla valf açıklık oranını optimize etmek gereklidir. Bu sonuçlarla birlikte, yeni enerji tüketim standardına uygun yüksek enerji verimliliği sınıfına sahip buzdolaplarının tasarlanmasında elektronik genleşme valfi kullanımı ön plana çıkmaktadır.
8. 16 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında, buharlaşma basıncını düşürmek için parametrelerden kompresör hızını değiştirmek, elektronik genleşme valfi açıklık oranını değiştirmeye kıyasla daha etkili bir parametre olduğu sonucu yapılan deneylerden ve istatiksel çalışmadan elde edilmiştir. Ancak valf açıklık oranın ikili ve üçlü etkileşimlerinin de buharlaşma basıncını düşürmesi üzerinde etkisi olduğu doğrulanmıştır.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalara ek olarak, buzdolapları buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde farklı şarj miktarları veya R600a soğutucu akışkan yerine soğutucu akışkan karışım kullanımının, farklı elektronik genleşme valf açıklık oranlarında, enerji tüketimine etkisi üzerine çalışmalar yapılabilir. Ayrıca tek kabinli buzdolabı yerine iki kabinli ve iki buharlaştırıcısı bulunan bir buzdolabında, elektronik genleşme valfi açıklık oranının bölmelere ait kapasite ve enerji tüketimi etkisini, inceleyen yeni çalışmalar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKÇA

[1] S. Choi, U. Han, H. Cho, and H. Lee, “Review: Recent advances in household refrigerator cycle technologies,” Applied Thermal Engineering, vol. 132, pp. 560–574, Mar. 2018.

[2] F. T. Knabben, A. F. Ronzoni, and C. J. L. Hermes, “Application of electronic expansion valves in domestic refrigerators,” International Journal of Refrigeration, vol. 119, pp. 227–237, Nov. 2020.

[3] F. T. Knabben, A. F. Ronzoni, and C. J. L. Hermes, “Effect of the refrigerant charge, expansion restriction, and compressor speed interactions on the energy performance of household refrigerators,” International Journal of Refrigeration, vol. 130, pp. 347–355, Oct. 2021.

[4] J. B. Marcinichen ve C. Melo. “Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator.” International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 838. 2006.

[5] F. T.Knabben, C. Melo, C. J. L. Hermes. “A study of flow characteristics of electronic expansion valves for household refrigeration applications. International Journal of Refrigeration.” 113, 1-9. 2020.

[6] J. Boeng and C. Melo, “Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction,” International Journal of Refrigeration, vol. 41, pp. 37–44, May. 2014.

[7] S. S. Franco, J. R. Henríquez, A. A. V. Ochoa, J. A. P. da Costa, and K. A. Ferraz, “Thermal analysis and development of PID control for electronic expansion device of vapor compression refrigeration systems,” Applied Thermal Engineering, vol. 206, p. 118130, Apr. 2022.

[8] M.V. Beek, H.D. Jong. “Optimisation of expansion valve control in refrigeration appliances under cyclic operation.” International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 1776. 2016.

[9] H. Zhang, L. Wang, J. Yan, X. Li, and L. Wang, “Performance investigation of a novel EEV-based ejector for refrigerator-freezers,” Applied Thermal Engineering, vol. 121, pp. 336–343, Jul. 2017.

[10] D. V. R. Reddy, P. Bhramara, and K. Govindarajulu, “Experimental Evaluation of the Effect of Refrigerant Charge and Capillary Tube Length on the Performance of Household Refrigerator with Different Configurations of R290 and R600a,” Materials Today: Proceedings, vol. 5, no. 5, pp. 11845–11852, 2018.

[11] A. F. Ronzoni, C. J. L. Hermes, and C. Melo, “Assessment of pulse-width modulated flow through serial expansion valve/capillary tube arrangements,” International Journal of Refrigeration, vol. 36, no. 1, pp. 258–269, Jan. 2013.

[12] M. Tosun, B. Doğan, M. M. Öztürk, and L. B. Erbay, “Integration of a mini-channel condenser into a household refrigerator with regard to accurate capillary tube length and refrigerant amount,” International Journal of Refrigeration, vol. 98, pp. 428–435, Feb. 2019.

[13]J. Boeng and C. Melo, “An innovative charge optimization process for capillary tube based cooling systems,” International Journal of Refrigeration, vol. 118, pp. 202–209, Oct. 2020.

[14] E. Björk and B. Palm, “Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature,” International Journal of Refrigeration, vol. 29, no. 5, pp. 789–798, Aug. 2006..

[15] A. Pisano, S. Martínez-Ballester, J. M. Corberán, and A. W. Mauro, “Optimal design of a light commercial freezer through the analysis of the combined effects of capillary tube diameter and refrigerant charge on the performance,” International Journal of Refrigeration, vol. 52, pp. 1–10, Apr. 2015.

[16] Sakallı, Ö. “Ev Tipi Buzdolaplarında Enerji Tüketimine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi.” (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 2012.

[17] R. J. Dossat. “Principles of Refrigeration” Wiley International Edition.

[18] Çengel, Y. A. & Boles M. A. (2008). Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla (A. Pınarbaşı, Çev.). İzmir: Güven Bilimsel. 2008.

[19] Apaydın, T. “R600a Soğutkan Kullanılan Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Diyabatik Kılcal Boru İçerisindeki Akışın Modellenmesi.” (Doktora tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 2016.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevriminde Kılcal Boru ile Birlikte Elektronik Genleşme Valfi Kullanımının Enerji Tüketimine Etkisi - 9. Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi 29-01Mayıs 2023/ İstanbul, Türkiye